



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
FAKULTA STROJNÍ

---

KATEDRA TEXTILNÍCH STROJŮ  
2008

**Josef Skřivánek**

**KTS – M 245**

Zařízení pro stáčení kabelů

**New design for cable twisting machine**

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jozef Kaniok, PhD.**  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Jaroslav kopal, CSc.**

Rozsah práce: počet stran:	78
počet tabulek:	11
počet obrázků:	30
počet příloh:	7

## **ZADÁNÍ**

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vertikálního slaňovacího ( resp. stáčecího) zařízení na stáčení kabelů. Zařízení není určeno pro hromadnou výrobu, ale pro malosériovou nebo kusovou. Umožňuje slaňovat širokou škálu různých typů jader od klasických vodičů po kevlarová vlákna. V úvodu je seznámení s vývojem a potřebou těchto strojů z hlediska historie a jsou uvedeny stávajícími typy slaňovacích strojů. Rozdělení je v závislosti na druhu slaňovaného materiálu. Po provedení analýzy vertikálního slaňování, je proveden návrh a výpočet hlavního pohonu stroje a pohonu odvíjecího (odtahového) bubnu. Posledním bodem je návrh nového slaňovacího zařízení na základě požadavků určené zákazníkem.

## **Annotation**

This Diploma Work deals with the construction's design of the vertical twisting machine. The machinery is not for a high-volume production, but only for a small-lot production or a single-part production. The machine is twisted a broad range of different kind's of a core from classic strand's to kevlar fibre's. In the introduction is a preacquaintance of a progress and of a need these machine's in history and current type's are introduced. The division of machine's is depend on a kind of twisted stuff. The project and the evaluation of the main drive and the drive of the towing cylinder is next after analysis of the vertical twisting. The last point of this Diploma Work is the design of new twisted machine according by customer.

## **Klíčová slova**

**Klíčová slova v českém jazyce:** návrh, slaňovací, jádra, pohon, vertikální, požadavky

**Key words in English language:** design, twisting, wires, drive, vertical, requirements

## **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. O právu autorském, zejména §60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum

Podpis

## **Declaration**

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a license for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case the TUL has the right to seek that pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled my thesis on my own with the use of acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date

Signature

## **Poděkování**

**Své poděkování bych chtěl vyjádřit panu Ing. Jozefu Kaniokovi, Ph.D., za jeho čas, obětavost, cenné rady, připomínky a informace, které mi během psaní mé diplomové práce poskytoval.**

**Ing. Jaroslavu Kopalovi, CSc. za pomoc při návrhu rámu stroje.**

**Doc. Ing. Pavlovi Rydlovi PhD., za pomoc při návrhu pohonů.**

**Ing. Petru Žabkovi za pomoc při tvorbě modelu.**

**Katedře textilních strojů a jejímu kolektivu za poskytnuté podmínky pro zpracování této práce.**

**V neposlední řadě děkuji svým rodičům za podporu během studia.**

<b>1. Úvod .....</b>	<b>13</b>
<b>2. Historie.....</b>	<b>14</b>
<b>3. Základní rozdělení slaňovacích strojů .....</b>	<b>15</b>
3.1 Obecné rozdělení .....	15
3.2 Obecná skladba strojů .....	15
3.3 Kategorie elektrické silové - splétací.....	16
<b>3.3.1 Stroj Double twist buncher .....</b>	<b>16</b>
3.3.1.1 Popis činnosti stroje .....	16
<b>3.3.2 Monobitorsion .....</b>	<b>17</b>
<b>3.4.3 Zásobníky s jádrem .....</b>	<b>18</b>
<b>3.5.4 Zhodnocení .....</b>	<b>19</b>
3.6 Kategorie telekomunikační kabely .....	19
<b>3.6.1 Tubular skip .....</b>	<b>19</b>
3.6.1.1 Popis činnosti stroje .....	20
3.6.1.2 Způsob zásobování .....	21
3.6.1.2 Popis činnosti .....	22
3.6.1.2 Pohon cívek při návinu .....	22
<b>3.6.2 Zhodnocení .....</b>	<b>23</b>
<b>4. Návrh a analýza řešení vertikálního stáčecího stroje pro slaňování kabelu kolem jádra.....</b>	<b>24</b>
4.1 Popis slaňovacího procesu .....	24
4.2 Princip vertikálního slaňovacího stroje.....	25
<b>4.2.1 Popis principu slaňování .....</b>	<b>25</b>
<b>4.2.2 Prvky pro snímání přítomnosti kabelu .....</b>	<b>27</b>
<b>4.2.3 Slaňovací hlavy .....</b>	<b>27</b>
<b>4.2.4 Popis procesu uvnitř hlavy .....</b>	<b>27</b>
<b>4.2.5 Stacionární hlava .....</b>	<b>28</b>
<b>4.2.6 Poháněná hlava .....</b>	<b>29</b>
<b>4.2.7 Vícetupňové slaňování .....</b>	<b>30</b>
<b>4.2.8 Dimenzování hlav a tvary výsledných průřezu .....</b>	<b>31</b>
<b>5. Návrh a výpočet pohonů.....</b>	<b>32</b>
5. 1 Obecný výběr pohonu .....	32
5. 2 Popis motoru .....	32
5.3 Způsoby řízení asynchronních motorů .....	32
<b>5.3.1 Druhy řízení.....</b>	<b>33</b>
5.4 Výpočet motorů .....	34
<b>5.5.1 Výpočet motoru hlavního pohonu .....</b>	<b>35</b>
5.5.1.1 Obecný postup stanovení příkonu elektromotoru pro rozběh.....	35
5.5.1.2 Strategie návrhu pohonu cívkového rámu : .....	35
<b>5.5.2 Popis zatížení : .....</b>	<b>36</b>
<b>5.5.3 Výpočet rozběhového momentu .....</b>	<b>36</b>
5.5.3.1 Moment stálého zatížení, pasivní odpory a moment na zkroucení lan $M_v$ ....	36
5.5.3.2 Moment na zrychlení rotačních hmot $M_{ZR}$ .....	36
5.5.3.3 Převodové poměry.....	37
5.5.3.4 Výpočet úhlové rychlosti a zrychlení .....	37
5.5.3.5 Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti .....	38
5.5.3.6 Určení momentu setrvačnosti jednotlivých částí náhonu: .....	38
<b>5.5.4 Výpočet momentu setrvačnosti karuselu v software .....</b>	<b>39</b>
<b>5.5.5 Výpočet momentu setrvačnosti karuselu analyticky .....</b>	<b>39</b>

5.5.5.1 Výpočet momentu setrvačnosti k vlastní ose rotace .....	39
5.5.5.2 Výpočet momentu setrvačnosti k ose mimo těžiště .....	39
5.5.5.3 Dokončení výpočtu rozběhového momentu .....	40
5.6 Volba motoru pohánějící karusel .....	40
5.7 Návrh pohonu odtahového bubnu .....	42
<b>5.7.1 Popis činnosti odtahového bubnu .....</b>	<b>42</b>
5.7.1.1 Obecné údaje pohonu .....	42
5.7.1.2 Výpočet maximálních otáček bubnu .....	43
<b>5.7.2 Celkový převodový poměr .....</b>	<b>43</b>
<b>5.7.3 Výpočet úhlové rychlosti a zrychlení bubnu .....</b>	<b>43</b>
<b>5.7.4 Výpočet dílčích převodových čísel a otáček .....</b>	<b>45</b>
<b>5.7.5 Stanovení příkonu elektromotoru odvíjecí bubnu .....</b>	<b>46</b>
5.7.5.1 Výpočet momentu setrvačnosti odtahového bubnu .....	47
<b>5.7.6 Výpočet rozběhového momentu <math>M_R</math> .....</b>	<b>49</b>
5.7.6.1 Stanovení momentu na zrychlení rotačních hmot $M_{ZR}$ .....	49
5.7.6.2 Stanovení redukovaného momentu setrvačnosti .....	49
5.7.6.3 Stanovení momentu na zrychlení posuvných hmot .....	50
5.7.6.4 Stanovení momentu na udržení stálé rychlosti .....	51
5.8 Volba motoru odtahového bubnu .....	51
<b>5.8.1 Výpočet průměrného momentového zatížení .....</b>	<b>53</b>
<b>5.8.2 Obecný vztah pro výpočet .....</b>	<b>53</b>
5.9 Zhodnocení : .....	54
<b>6. Konstrukce slaňovacího zařízení .....</b>	<b>55</b>
6.1 Účel stroje .....	55
6.2 Vstupní parametry .....	56
<b>6.2.1 Parametry kabelu .....</b>	<b>56</b>
<b>6.2.2 Parametry cívek .....</b>	<b>56</b>
<b>6.2.3 Parametry stroje .....</b>	<b>57</b>
<b>6.2.4 Otáčkové relace částí stroje .....</b>	<b>58</b>
6.3 Popis funkce .....	58
<b>6.3.1 Odměřování délky kabelu .....</b>	<b>59</b>
6.3.1.1 S využitím signálu z frekvenčního měniče .....	59
6.3.1.2 S použitím externího snímače .....	59
6.3.1.3 Použití inkrementálního čidla ( IRC ) .....	60
6.4 Popis vybraných konstrukčních uzlů stroje .....	62
<b>6.4.1 Systém kontroly přítomnosti komponenty .....</b>	<b>62</b>
<b>6.4.2 Systém brzd .....</b>	<b>63</b>
6.4.2.1 Nastavení brzdného účinku .....	64
<b>6.4.3 Brzdy cívek .....</b>	<b>64</b>
<b>6.4.4 Uložení slaňovací hlavy .....</b>	<b>65</b>
6.4.4.1 Slaňovací hlava .....	65
6.4.4.2 Páskovací zařízení .....	66
6.4.4.3 Princip páskovacího zařízení .....	66
6.4.4.4 Brzdění kotouče .....	67
6.4.4.5 Vyvážení soustavy .....	68
<b>7. Pevnostní kontrola vybraných částí stroje .....</b>	<b>69</b>
7.1 Kontrola desky .....	69
<b>7.1.1 Rozložení napětí v desce dle pevnostní hypotézy HMH .....</b>	<b>69</b>
<b>7.1.2 Maximální posunutí na desce .....</b>	<b>70</b>
7.2 Kontrola rámu .....	71



<b>7.2.1 Rozložení napětí v rámu dle pevnostní hypotézy HMH.....</b>	<b>71</b>
<b>7.2.2 Maximální posunutí na rámu .....</b>	<b>72</b>
Obr 34 Maximální posunutí na rámu .....	72
7.3 Kontrola cívkového rámu .....	73
<b>7.3.1 Rozložení napětí v cívkovém rámu dle pevnostní hypotézy HMH.....</b>	<b>73</b>
<b>7.3.2 Maximální posunutí cívkového rámu .....</b>	<b>74</b>
<b>8. Závěr .....</b>	<b>75</b>
<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>77</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>78</b>

## Seznam zkratk a symbolů

SYMBOL	POPIS	JEDNOTKY
$m_{ka}$	Celková hmotnost posuvně pohybujících kabelů	kg
$i$	Celkový převodový poměr	-
$t_k$	Čas rozběhu karuselu	s
$t_3$	Doba doběhu	s
$t_2$	Doba konstantní rychlosti	s
$t_1$	Doba rozběhu	s
$d_m$	Element hmoty	kg
$d_v$	Element objemu	$m^3$
$m$	Hmotnost	kg
$m_b$	Hmotnost bubnu	kg
$m_c$	Hmotnost cívky s jádrem	kg
$m_{kc}$	Hmotnost cívky s komponentou	kg
$m_1$	Hmotnost části bubnu 1	kg
$m_2$	Hmotnost části bubnu 2	kg
$\rho$	Hustota materiálu	$kg \cdot m^{-3}$
$M_n$	Jmenovitý moment motoru	N.m
$P_j$	Jmenovitý výkon motoru	kW
$r$	Kolmá vzdálenost těžiště od osy otáčení	m
$M_{ZP}$	Moment na zrychlení posuvných hmot	N.m
$M_{ZR}$	Moment na zrychlení rotačních hmot	N.m
$J_{CJ}$	Moment setrvačnosti cívky s jádrem	$kg \cdot m^2$
$J_{CO}$	Moment setrvačnosti cívky s komponentou	$kg \cdot m^2$
$J_0$	Moment setrvačnosti k ose rotace tělesa	$kg \cdot m^2$
$J_k$	Moment setrvačnosti naváděcí kladky	$kg \cdot m^2$
$J_A$	Moment setrvačnosti pohonu	$kg \cdot m^2$
$J_{r1}$	Moment setrvačnosti řemenice 1	$kg \cdot m^2$
$J_{r2}$	Moment setrvačnosti řemenice 2	$kg \cdot m^2$
$J_z$	Moment setrvačnosti zátěže	$kg \cdot m^2$
$M_v$	Moment stálého zatížení	N.m

$M_N$	Nominální moment motoru	N.m
$n_{vstupní}$	Otáčky asynchronního elektromotoru	$min^{-1}$
$n_{CJ}$	Otáčky cívky s jádrem	$min^{-1}$
$n_{CO}$	Otáčky cívky s ovinem	$min^{-1}$
$n_{výstupní}$	Otáčky karuselu	$min^{-1}$
$n_k$	Otáčky naváděcí kladky	$min^{-1}$
$n_b$	Otáčky odtahového bubnu	$min^{-1}$
$t_n$	Proměnný čas rozběhu karuselu	s
$D_2$	Průměr cívky s jádrem	mm
$D_3$	Průměr cívky s komponentou	mm
$D_1$	Průměr naváděcí kladky	mm
$D$	Průměr odtahového bubnu	mm
$i_{B-CO}$	Převodové poměr mezi bubnem a cívkou s ovinem	-
$i_{BC-J}$	Převodový poměr buben – cívka s jádrem	-
$i_{b-K}$	Převodový poměr buben – kladka	-
$i_{B-K}$	Převodový poměr mezi bubnem a kladkou	-
$i_1$	Převodový poměr mezi motorem a převodovkou	-
$i_2$	Převodový poměr mezi převodovkou a karuselem	-
$i_B$	Převodový poměr mezi převodovkou motorem	-
$P_f$	Příkon elektromotoru	kW
$J_{red}$	Redukovaný moment setrvačnosti	$kg.m^2$
$M_R$	Rozběhový moment	N.m
$M_{Rn}$	Rozběhový moment odpovídající určité době rozběhu	N.m
$v_b$	Rychlost odtahu výsledného kabelu	$m.min^{-1}$
$F_{oj}$	Síla k odvinutí jádra	N
$F_{oo}$	Síla k odvinutí komponenty	N
$M_{stř}$	Střední moment motoru	N.m
$b$	Šířka	m
$b_c$	Šířka cívky s jádrem	mm
$b_k$	Šířka naváděcí kladky	mm
$b_b$	Šířka odtahového bubnu	mm
$\eta$	Účinnost	-

$R_2$	Vnější poloměr bubnu	mm
$R_1$	Vnitřní poloměr bubnu	mm
$J_B$	Výsledný moment setrvačnosti bubnu	kg.m <sup>2</sup>
$h$	Výška bubnu	m
$M_Z$	Záběrový moment motoru	N.m
$F$	Zatěžující síla od komponent	N
$a$	Zrychlení	m.s <sup>-2</sup>
$a_n$	Zrychlení na konstantní max rychlost s proměnným čase	m.s <sup>-2</sup>
$\eta_{m-b}$	Účinnost přenosu výkonu mezi motorem a bubnem	-
$\eta_1$	Účinnost převodovky	-
$\eta_A$	Účinnost převodovky	-
$\eta_2$	Účinnost řemenového převodu	-
$\omega_{CO}$	Úhlová rychlost cívky s komponentou	rad.s <sup>-1</sup>
$\omega_1$	Úhlová rychlost hnací hřídele motoru	rad.s <sup>-1</sup>
$\omega_0$	Úhlová rychlost karuselu	rad.s <sup>-1</sup>
$\omega_K$	Úhlová rychlost naváděcí kladky	rad.s <sup>-1</sup>
$\omega_b$	Úhlová rychlost odtahového bubnu	rad.s <sup>-1</sup>
$\omega_2$	Úhlová rychlost řemenice 1 a pohonu	rad.s <sup>-1</sup>
$\omega_3$	Úhlová rychlost řemenice 2 a karuselu	rad.s <sup>-1</sup>
$\varepsilon_0$	Úhlové zrychlení karuselu	rad.s <sup>-2</sup>
$\varepsilon_n$	Úhlové zrychlení odpovídající určité době rozběhu $t_n$	rad.s <sup>-2</sup>

## **1. Úvod**

Slaňování kabelů, lan a podobných elementů do provazcovitého útvaru je nedílnou součástí dnešního průmyslu. Dříve se slaňování používalo prakticky jen na výrobu textilních a ocelových lan a pod. Po objevení elektrického proudu nastal obrovský rozmach výroby elektrických vodičů. V dnešní době se uplatňuje slaňování hlavně v elektrotechnickém průmyslu. Stále zvětšující se spektrum vodičů, si vyžaduje potřebu vyvíjet stroje, nové a dokonalejší stroje.

V úvodní části diplomové práce jsou popsány obecné poznatky o slaňovacích strojích, historický přehled, vývoj a potřeba těchto strojů na základě druhu elementu, který zpracovávají. Na základě konstrukční předlohy firmy Ray Service a analýzy vertikálního slaňování byl navržen nový koncept stroje, s důrazem na požadované parametry zákazníka. Stávající konstrukce stroje firmy Tekaben již neuspokojovala zákazníka z hlediska pružnosti výroby a proměnných parametrů stroje. Stroj firmy Tekaben je vybaven jedním centrálním pohonem, který přenáší výkon do jednotlivých míst, pomocí převodů odvozených od hlavního pohonu. Při nutnosti změny parametrů stroje v dané otáčkové relaci je záměna jednotlivých převodových poměrů rotujících členů úzce spojena s časově náročným měněním ozubených převodů stroje. Výše vyjmenované skutečnosti jsou hlavní důvod, proč se rozhodlo o pořízení nového stroje, jelikož pružnost výrobního procesu je stěžejní a stávající rozměrové parametry již nevyhovují.

Na základě konceptu a požadavků zákazníka byly navrženy řízené pohony nového slaňovacího stroje a byl zpracován jeho konstrukční návrh. Tento stroj je opatřen čtyřmi řízenými pohony, jejichž otáčky a vzájemné převody budou řízeny podle programu vypracovaného na základě vypočtených hodnot.

Na závěr je stručný popis vybraných konstrukčních uzlů a podle konstrukčního návrhu nového stroje vypracována částečná výkresová dokumentace pro výrobu nového slaňovacího zařízení.

## **2. Historie**

V prvopočátcích potřeby a následně výroby prvních stáčecích strojů sahají do druhé poloviny 19 stol. Prvními kabelářskými výrobky byly jednoduché elektrické vodiče, byl to izolovaný drát dvěma vrstvami pryže, opletený a impregnovaný. Ve dvacátém století po mírném útlumu do třicátých let, došlo k největšímu rozvoji kabelářské výroby v předválečném období. Byl podstatně rozšířen sortiment textilních šňůr a šňůr pro stahovací lampy či telefonní šňůry. Do druhé světové války nebyl sortiment tak rozmanitý jako po válce. Jelikož během války a po ní, došlo k prudkému rozvoji techniky a tudíž potřebě nových sortimentů, ohledně kabelů a podobně vyráběných výrobků či polotovarů.

V počátku 60. let s rozmachem elektrotechniky a elektroniky se začaly vyrábět vodiče se silikonovými izolacemi a započal vývoj nových výrobků s polytetrafluorethylenovou izolací. Konec 60. let se vyznačoval výrobou standardních instalačních vodičů a vzniku nových výrobních programů, např. mikrofonních šňůr MK, bytových sdělovacích kabelů, opřádaných vodičů a silikonových izolačních trubiček.

Další rozvoj opět reagoval na potřebu rozvoje elektrotechniky a elektroniky v 70. a 80., trh se značně orientoval na výrobu strojů, které produkovaly izolační materiály, autovodiče, celoplastové silové kabely, sdělovací vodiče a kabely a celou řadu speciálních kabelů a vodičů pro zvláštní účely, používané pro leteckou a armádní techniku.

V 90. letech přišla nová řada strojů, v rámci rozvoje miniaturních vodičů, optických kabelů a speciálních vodičů a kabelů, kabelů s vyšší teplotní a protipožární odolností a zlepšenými elektrickými a mechanickými vlastnostmi. [ 2 ]

### 3. Základní rozdělení slaňovacích strojů

#### 3.1 Obecné rozdělení

**I.** Na elektrické silové kabely

- splétací
- splétání již spletených svazků
- přenosové a vyztužené

**II.** Na telekomunikační kabely

- měděné telefonní
- počítačové síťové
- optické

**III.** Na kontrolní kabely

**IV.** Na ocelová lana

#### 3.2 Obecná skladba strojů

- Části*
- s odvíjeným materiálem
  - vodící
  - centrální ( stáčecí )
  - odtahová

### 3.3 Kategorie elektrické silové - splétací

#### 3.3.1 Stroj Double twist buncher

Tento stroj viz obr. 1 se po přeložení dá nazývat dvojsplétací sružovač a prakticky se rozděluje dle velikosti průměru vložené cívky 630-800 mm , 1000-2000 mm, 1600-2000 mm. Může být používán do počtu 19 jader ( vláken ) ve svazku, to znamená 19 lůžek pro cívky s navinutým materiálem, s maximálním celkovým průřezem výsledného produktu  $150 \text{ mm}^2$ . Jeho konstrukce je navržena pro stáčení hliníkových a měděných jader. [ 1 ]



Obr. 1 : Double twist buncher 1000 – 2000 mm

##### 3.3.1.1 Popis činnosti stroje

Na obr. č.1 je zobrazena pouze část stroje, tzv. centrální ( slaňovací ), s cívkou ( **1** ) obsahující hlavní jádro, to je odváděno přes dvojci kladek ( **4** ), které zajišťují plynulost odtahu. Stáčený materiál, potřebný k ovinutí hlavního jádra, je přiváděn z externího zdroje, dutou částí stroje, která má totožnou osu rotace jako příruby ( **5** ), na kterých jsou uloženy rotační ramena ( **2** ). Ramena jsou usazeny rolničkami ( **3** ), které slouží pro další postup a vedení jader do stáčecí hlavy. Do té také směřuje hlavní jádro, které je odváděno z cívky ( **1** ). [ 1 ]

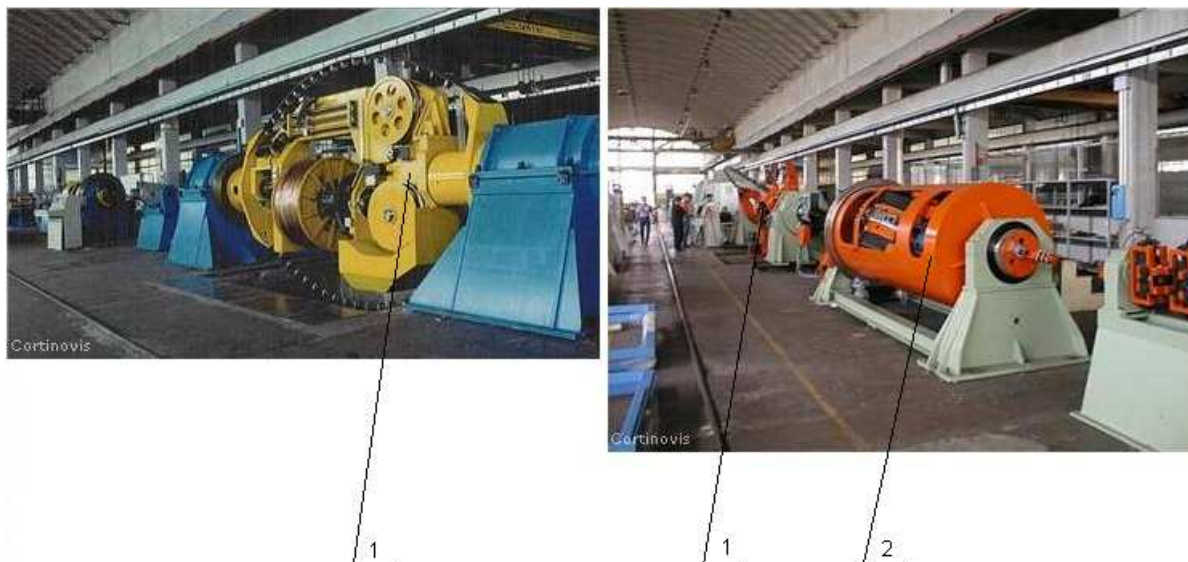


Ve stáčecí hlavě dochází ke slaňování (stáčení, zkrucování) přivedených komponentů jako ovinů okolo hl. jádra. Komponenta vyjadřuje jednotlivé jádro či ovin. Postupuje li kabel jako finální výrobek, navine se na cívku. Jinak vychází jako „mezi – stupeň“ do dalšího slaňovacího stroje, kde vstupuje jako „jádro“, na kterém se budou tvořit další oviny, přivedením dalších komponent, a vzniká výrobek víceúťňového slaňování. [ 1 ]

**Tab.1 Technické parametry stroje Double twist buncher**

<b>Průměr cívek</b>	630 - 2000	[ mm ]
<b>Maximální otáčky</b>	500 - 1200	[ min <sup>-1</sup> ]
<b>Maximální produktivita</b>	1000 - 2400	[ zákrutů/min ]
<b>Maximální rychlost posuvu</b>	90 - 200	[ m/min]
<b>Tolerance posuvu</b>	10	[ % ]

### 3.3.2 Monobitorsion



**Obr. 2 : Monobitorsion 1600 mm to 2000 mm**

Tento stroj produkuje vysoce kvalitní kabely a je vyjimečný tím, že dokáže slaňovat do počtu až 61 jader ve svazku, stejnou rychlostí, jako předchozí stroj ( viz. obr.1 ). Specificky, tyto stroje , které mohou být osazeny cívkami o průměrech 1600 –

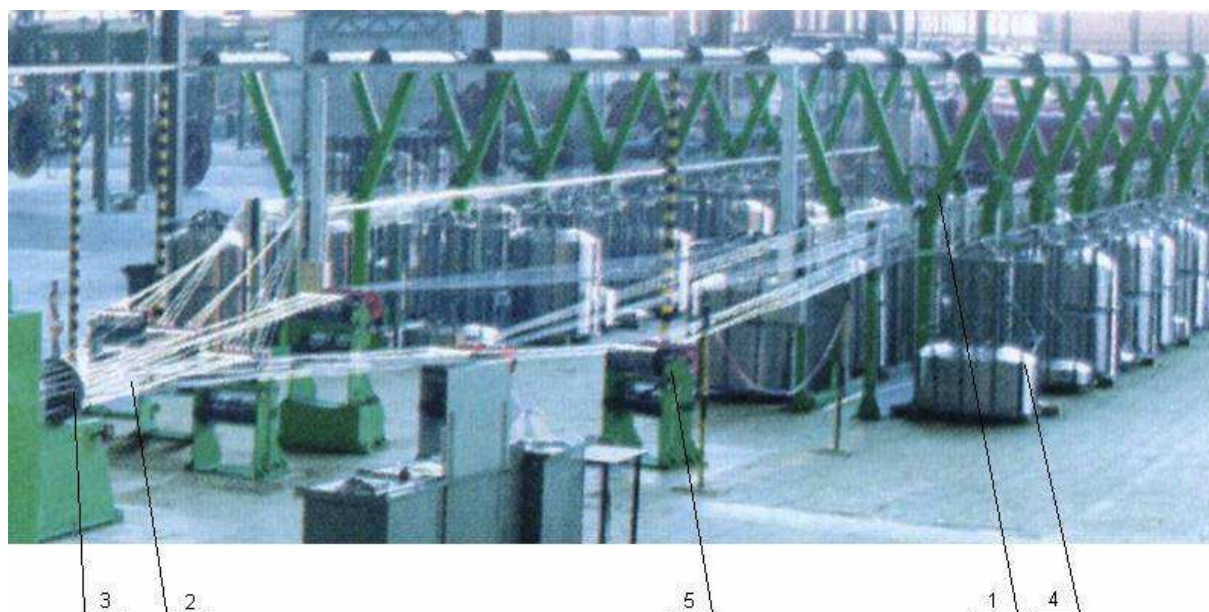
2000 mm, jsou navrženy pro kruhové splétání neohebných nebo ohebných stlačených vodičů, kruhových či jiných průřezů.

Stroj (viz. obr. 2, poz. 1) pracuje na stejném principu a má i totožné hlavní prvky jako předchozí (viz. obr. 1), ke kterému musí být opět připojen zásobník s komponenty (viz. obr. 3 následujícího textu), nebo tzv. „trubka“ (2) s cívkami, jako jiný druh zásobníku. [1]

**Tab.2 Technické parametry stroje *Monobitorsion***

<b>Průměr cívek</b>	1600 - 2000	[ mm ]
<b>Maximální otáčky</b>	500 - 1200	[ $\text{min}^{-1}$ ]
<b>Maximální produktivita</b>	1000 - 2400	[ zákrutů/min ]
<b>Maximální rychlost posuvu</b>	90 - 200	[ m/min ]
<b>Tolerance posuvu</b>	10	[ % ]

### 3.4.3 Zásobníky s jádrem



**Obr. 3 Zásobník s komponenty**

Na obr. 3 je znázorněná situace, popisující dopravu slaňovaných komponent (2) do slaňovací (stáček) stanice pro stroje výše uvedené. Dané externí zařízení se dá nazvat , zásobníkem s jednotlivými komponenty kabelu, ze kterého se odvíjí jádro, které po výstupu ze zásobníku pokračuje přes zařízení regulující napětí (5), toto zařízení musí zajistit, aby dodávka ovinu ze všech cívek, přicházela do naváděcího

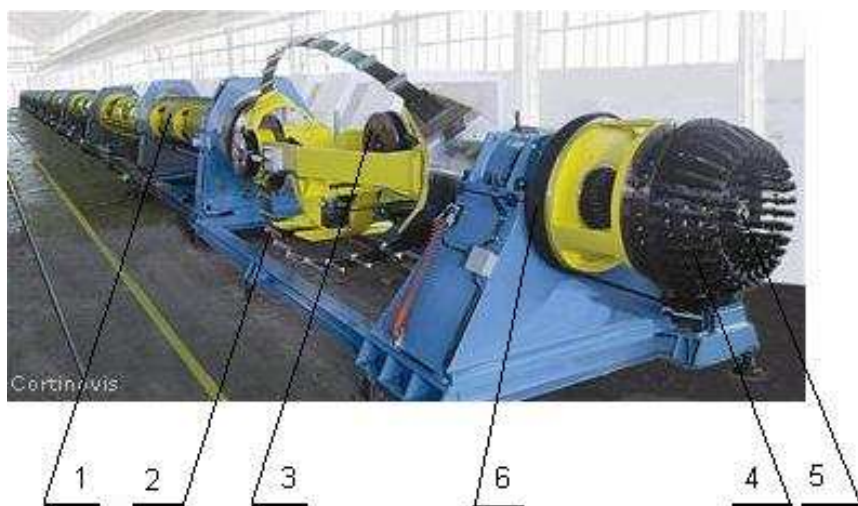
členu ( 3 ) se stejným napětím. Jelikož každý dílčí ovin, má jiné napětí, na konci dodávky při výstupu ze zásobníku. To je dané jeho polohou a následnou dopravou přes vodící členy. Vlivem pasivních odporů těchto členů, narůstá rozdílné napětí. To je z velké míry určeno právě polohou jednotlivých zásobníků, čím dále od slaňovací stanice, tím více vodících členů je nutných k dopravě dílčího ovinu. Proto regulace napětí je nezbytně nutná pro dodržení požadované jakosti finálního produktu. [ 1 ]

### 3.5.4 Zhodnocení

Hlavní výhodou těchto strojů je relativní jednoduchost a snadná přístupnost při seřizování či opravě, nebo plnění zásobníků. Nevýhoda oproti jiným typům je větší zástavbová plocha, která se zvětšuje úměrně s rostoucím počtem jader v kabelu a také při stupňovitém stáčení kabelu, tzn. více stáčecích stanic za sebou s podmínkou polohy stanic v jedné přímce.

## 3.6 Kategorie telekomunikační kabely

### 3.6.1 Tubular skip



Obr. 4 Celková sestava ( zkrucovací člen se zásobníkem cívek )

Tento stroj patří k novinkám ve své kategorii, je určený k produkci optických kabelů (OPWG ), ale také i vodičů vyztužených ocelovým či hliníkovým drátem. Výsledný produkt se skládá z ocelového či hliníkového jádra stočeného s optickým. Jako ochrana slouží kovový oplet vnější části kabelu. Stroj používá osvědčenou

technologii trubkového prvku s včleněnou cívkovou kolébkou, pro vložení cívky s navinutým materiálem. Každému otvoru v trubce náleží, jedna kolébka.. Má větší efektivitu a spolehlivost než jeho předchůdci tzv. planetové stroje, ty vyžadovaly složitější a častější údržbu ohledně nastavení regulace napětí a spojitě dodávky materiálu. [ 1 ]

### 3.6.1.1 Popis činnosti stroje

Stroj ( viz. obr. 4 ) se skládá ze zásobníku cívek tzv. trubek ( **1** ), ve kterých jsou uloženy cívky s odvíjeným materiálem, který je dále vyveden na plášť trubky a veden paraelně s osou rotace směrem k centrální části stroje ( **2-5** ) . Zde je naváděn do rotačních ramen ( **2** ), ze kterých je materiál veden přes naváděcí zařízení ( **4** ).

Centrální cívka, je uložena na přírubě ( **3** ), ze které je odváděno základní jádro kabelu, dutým hřídelem ( **5** ) před výstup z naváděcího zařízení ( **4** ), dále do stáčecí hlavy, kde dochází k následnému stočení přivedeného materiálu a konečnému odtahu.

Rotační pohyb ramen ( **2** ) a trubek s cívkami, je uskutečňován pomocí ozubeného řemenu ( **6** ), který přenáší točivý moment od hlavního pohonu stroje. Při chodu stroje se otáčí nejen cívky se stáčeným materiálem, ale i trubky ( **1** ) ve kterých jsou uloženy.

Navádění jednotlivých jader od vlastní cívky, až po slaňovací hlavu je uskutečňováno pomocí naváděcích prvku, tzv. vodicích oček. Tyto prvky patří mezi nejméně trvanlivé díly na stroji. Jsou na ně kladeny vysoké nároky z hlediska jakosti povrchu, jako je nízký koeficient tření a odolnost proti otěru. Právě tyto vlastnosti udávají z velké části procento přetřhovosti procesu. Použitý materiál závisí na rychlosti procházejícího kabelu, druhu slaňovaného materiálu a na kontaktním napětím mezi očekem a jádrem. [ 1 ]

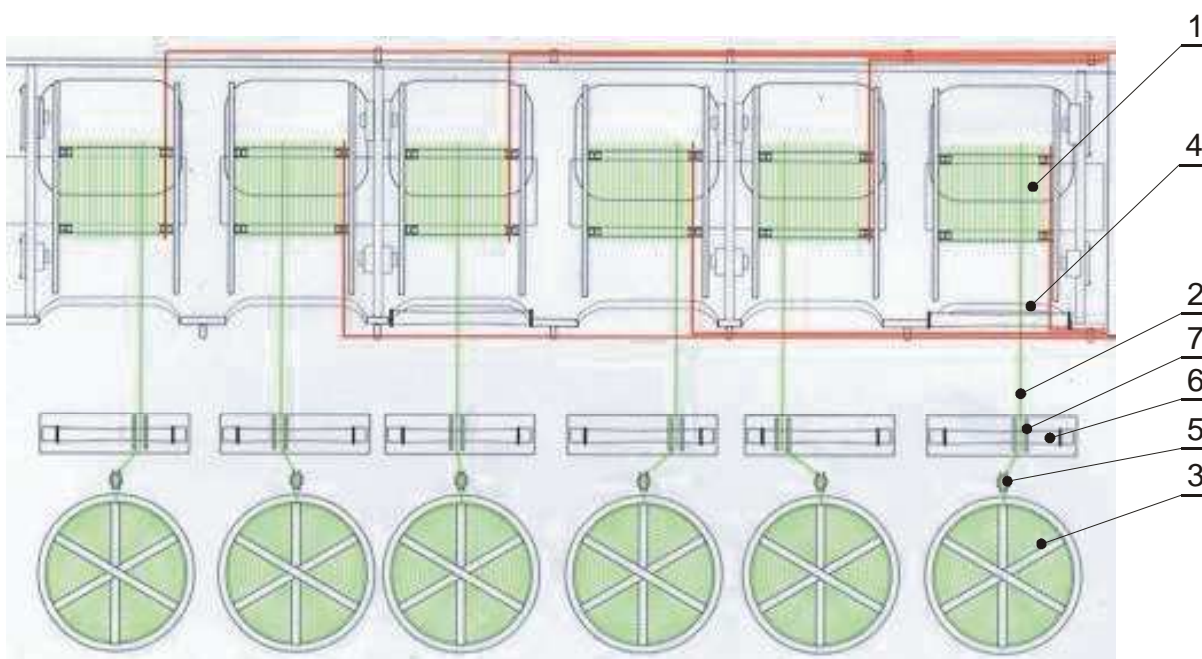
**Tab.3 Technické parametry stroje**

Sekce	Cívky		
<b>Trubka</b>	Maximální počet cívek	30	
	Maximální průměr cívek	630	[ mm ]
	Průměr jádra materiálu	1 - 4,5	[ mm ]



	Napínací zařízení		
	Typ brzdy	mechanická	
	Tahová síla	80 - 400	[ N ]
<b>Centrální část</b>	<b>Cívka</b>		
	Průměr	1250 - 2000	[ mm ]
	Napínací zařízení		
	Typ	motor	
	Tahová síla	50 - 800	[ N ]
	Otáčky	400-800	[ min <sup>-1</sup> ]
	Max. rychlost posuvu	120	[ m/min ]

### 3.6.1.2 Způsob zásobování

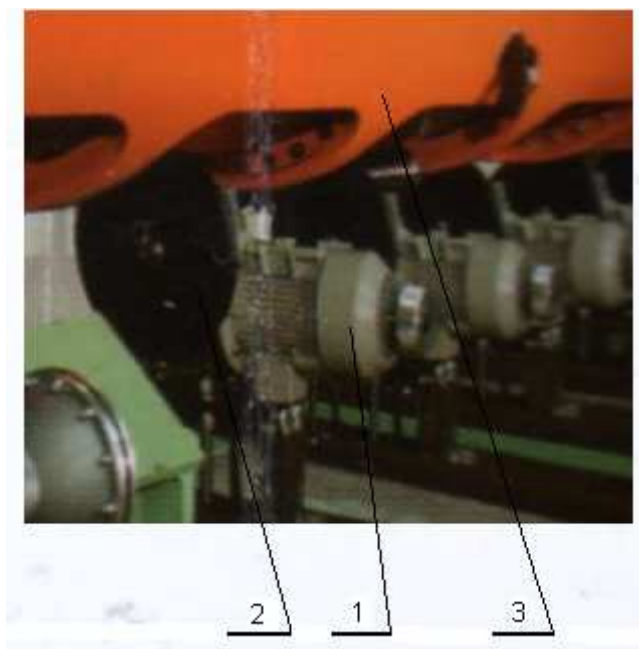


Obr. 5 : Schéma , způsob navíjení cívek u stroje Tubular skip

### 3.6.1.2 Popis činnosti

Na obr. 5 je znázorněna situace převíjení, komponent ( 2 ) ze zásobníku ( 3 ), na cívky stroje. Jádra po výstupu ze zásobníku pokračují přes kladku ( 5 ). Do rozváděcího zařízení ( 7 ), které se pohybuje po vedení ( 6 ), kolmo na odvod jádra. Dále pokračuje otvorem v trubce ( 4 ) a je navíjen na cívku ( 1 ) vloženou uvnitř stroje. Náhon cívek je realizován pohony s asynchronními motory, které se posouvají kolmo k ose rotace stroje ( viz. obr.6: ). [ 1 ]

**Pozn. :** Na obrázku 5, červené čáry vyvedené ze stroje na plášti trubky, znázorňují odváděné jádra z cívek, směrem ke stáčecí hlavě.



Obr. 6 Způsob pohonu cívek u stroje typu Tubular skip

### 3.6.1.2 Pohon cívek při návinu

Jednotlivé cívky mají vlastní pohon. Výstupní hřídele pohonů ( 1 ) jsou osazeny kotouči ( 2 ) pro přenos, točivého momentu na cívku. Při úkonu navíjení, trubka ( 3 ) nekoná žádný pohyb. [ 1 ]

### 3.6.2 Zhodnocení

Tento stroj patří mezi špičku ve své kategorii, díky svému vysokému výkonu a kvalitě produktů.

Většina strojů tohoto typu má vysoké nároky na prostorovou zástavbu. To ale přináší sebou výhodu snadného přístupu při obsluze a údržbě. Ale také pružnost výroby je velmi příznivá právě díky snadnému přístupu, tudíž možnosti rychlé výměně jader. Pro kvalitní regulaci napětí odváděného ovinu a řízení plynulosti odtahu, je každá cívka opatřena vlastní brzdou, to umožní příznivé vyladění odtahu.

Dílcí pohony cívek umožňují, navíjet jen vybrané cívky. S velkým počtem pohonů se zvyšují nároky na spotřebu elektrické energie a vyšší počáteční investice za pohony. V případě centrálního pohonu, by se zařízení stalo více náročné na prostorovou zástavbu, množstvím přídavných převodů, složité vyřazování z provozu jednotlivých sekcí, v případě nepotřebnosti navíjení některé z cívek, ztráty v převodech apod. Výhoda, napájení jen jednoho motoru.

Při odtahu ovinu z cívek, je přídavný nárůst napětí úměrný poloze cívky v řetězci. Protože každý dílcí ovin, prochází jiným počtem vodících oček, tzn. nerovnoměrný nárůst tření. Tudíž nastavení brzd cívek musí respektovat tento fakt a možnosti zpětnovazebního propojení.

Velké nároky na brzdy, díky vysokým setrvačným hmotám, brzdy obecně jsou velkým problémem stáčecích strojů, jak jejich účinnost tak i jejich trvanlivost. Kvalita brzd se obecně podílí obrovskou částí na kvalitě celkového procesu slaňování. Brzda v procesu slouží jako akční člen při regulaci napětí. V druhém případě jsou stroje osazeny brzdami, které jsou zařazeny do činnosti v případě nutnosti zastavení stroje, přetrhu nebo jiné nestandardní situace. Se zvyšujícími nároky na produktivitu roste procento přetřhovosti, proto je vždy hledán příznivý poměr počtu přetrhů a maximální produktivity. Z hlediska přetrhu je velmi důležité zkrátit brzdný čas na minimální hodnotu, aby hodnota zmetkovitosti byla co nejnižší.

## **4. Návrh a analýza řešení vertikálního stáčecího stroje pro slaňování kabelu kolem jádra**

### **4.1 Popis slaňovacího procesu**

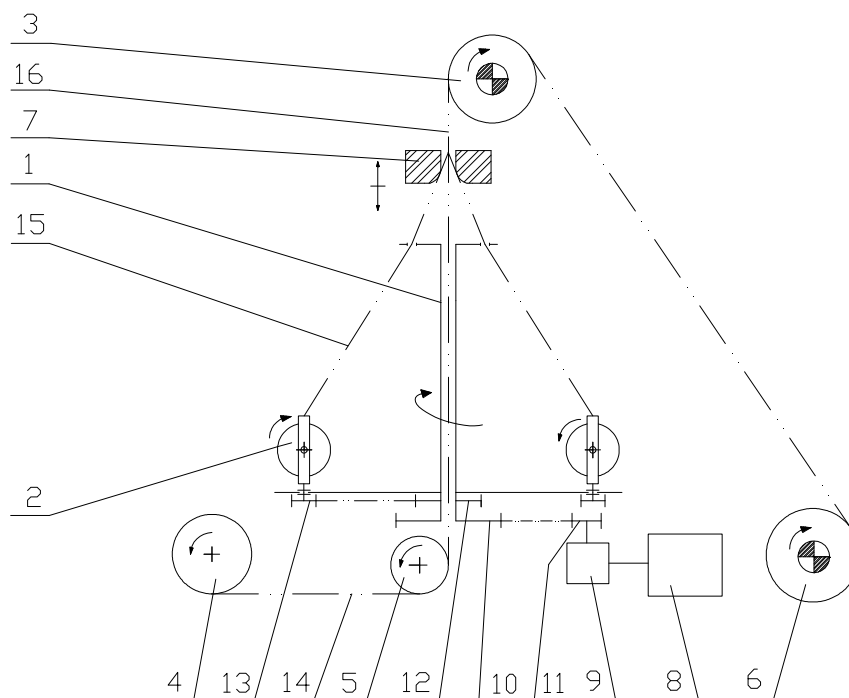
Běžné, sériově vyráběné slaňovací stroje mají horizontální osu rotace hlavních částí stroje, zejména z důvodů zabezpečení vysokých výkonů slaňování. Stroj, kterým se zabývá tato diplomová práce, má osu vertikální. Požadavek vertikální osy slaňování je určeno zákazníkem, spolu s dalšími technickými parametry vztahující se na slaňovací stroj.. Tento hlavní požadavek je dán z hlediska zástavbového prostoru, půdorysně omezené pracovní prostory, tudíž požadavek vertikální slaňování kolem jádra, je stěžejní.

Slaňovací stroje s horizontální osou, vyžadují značné půdorysné prostory, jejichž délka řádově převyšuje výšku a šířku stroje.

Rozdíl v procesech slaňování vertikálního a horizontálního, vychází z konstrukčně rozdílných strojů, ale pracujících na podobném principu. Princip každého, slaňovacího stroje je navést hlavní jádro a komponenty ( kabely, oviny...apod. ) do místa, kde dojde ke slanění ( stočení, zkroucení ). Toto místo je obecně nazýváno slaňovací či stáčecí hlavou. Po dokončení operace slaňování následuje odtah hotového kabel.



## 4.2 Princip vertikálního slaňovacího stroje

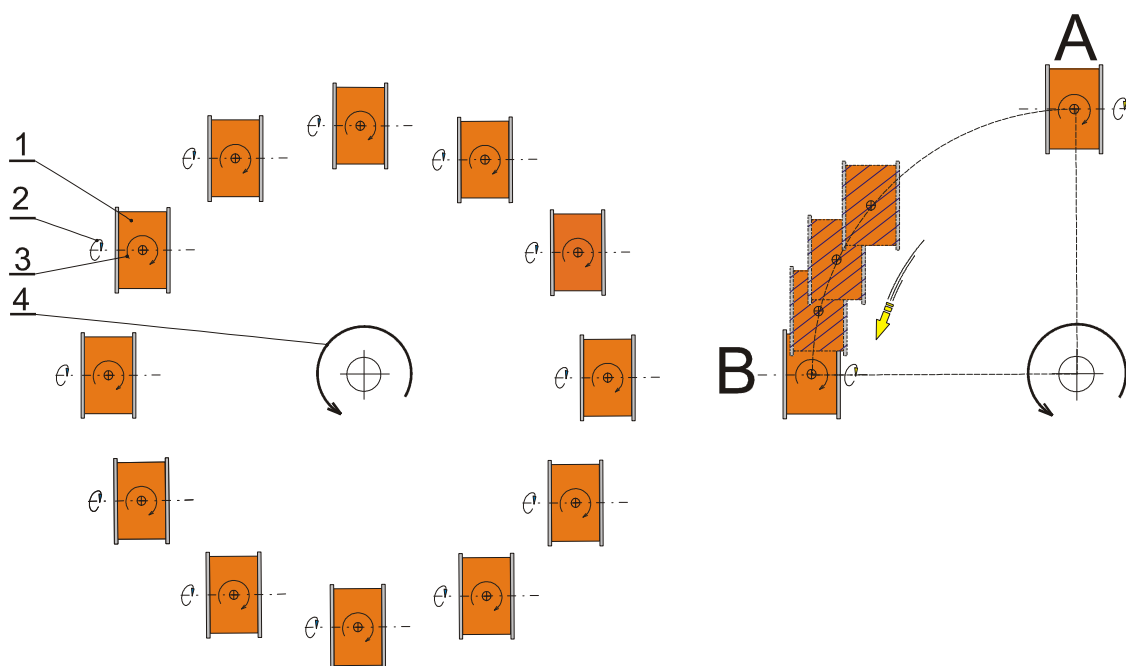


obr. 7 Schéma slaňovacího stroje

### 4.2.1 Popis principu slaňování

Součástí slaňovacích strojů bývají zásobníky (rámy,...apod.) (viz Obr.7, 1- karusel) se zásobami komponentů (15), který se bude slaňovat kolem jádra (14), tyto zásobníky jsou buď součástí stroje a většinou konají přidružený pohyb. Nebo externí zásobníky (viz. rešeršní část Obr.3). Bývají to cívky, či obdobné útvary, záleží na typu stroje.

Cívky (2) jsou rotačně uloženy v dílčích rámech. Rámy jsou poháněny řemenovým převodem (12–13) a jejich uložení je také rotační, v tzv. karuselu s osou rotace kolmou na osu rotace cívky. Tímto konstrukčním uspořádáním se karusel stává nehmotnější pohybující se částí stroje. Pohon dílčích rámců, je nutný pro udržování směru cívky „sever – jih“, nebo-li cívka stojí. Polohu cívky při slaňovacím procesu vystihuje pravá část obr.8. Zde je naznačen pohyb jedné cívky z polohy A – B s udržováním stálé polohy. Levá část znázorňuje uspořádání všech cívek. Tento děj je nezbytný z hlediska eliminace přídavného zákrutu odvíjejících se jader na jednu otáčku karuselu.



Obr.8 Polohy cívek „sever – jih“

Pozice :	<b>1</b>	Cívka
	<b>2</b>	Smysl otáčení cívky okolo vlastní osy rotace při odvíjení
	<b>3</b>	Smysl otáčení rámu s cívkou, osa je kolmá na vlastní osu rotace
	<b>4</b>	Smysl otáčení karuselu

Převody pohonu cívek jsou navrženy tak, aby smysly otáčení karuselu a rámu s cívkou byly odlišné. Důvod uveden viz. text výše. Jedna otáčka karuselu se rovná jedné otáčce cívkového rámu, tudíž převodový poměr mezi těmito členy je 1. Tento poměr není regulovatelný, vyhovuje pro všechny rychlosti slaňování.

Jádro je odvíjeno z cívky ( **4** ) ( viz. obr.7 ) a komponenty ( **15** ) z cívek ( **2** ) jsou navedeny do slaňovací hlavy ( **7** ). Po slanění dochází k odtahu, odtahovým bubnem ( **3** ), a výsledný kabel je navíjen na cívku ( **6** ).

Cesta hlavního jádra a komponent od vlastního zásobníku ke slaňovací hlavě prochází řadou vodicích a naváděcích prvku. Proto tento řetězec musí obsahovat, prvky pro regulaci napětí, protože hlavním cílem je navést jádra do stáčecí hlavy pod stejným napětím, z hlediska kvality finálního výrobku. Jako regulátor tahu v komponentách kabelu se používají pásové brzdy, které jsou připojeny na jednotlivé cívky. Tyto brzdy jsou nastavitelné podle typu slaňování a použitého materiálu komponent.

#### 4.2.2 Prvky pro snímání přítomnosti kabelu

Hlídací zařízení, které snímá přítomnost komponenty, je součástí každé cívky. Je umístěno za výstup komponenty z cívky. Prvky jsou propojeny s frekvenčním měničem. V případě prázdné cívky či jiné nestandardní situace, dostane měnič impuls a pohon je přepnut do doběhového režimu nastavení tzv. doběhové rampy. Ta je určena dobou, za kterou stroj zastaví z provozních otáček.

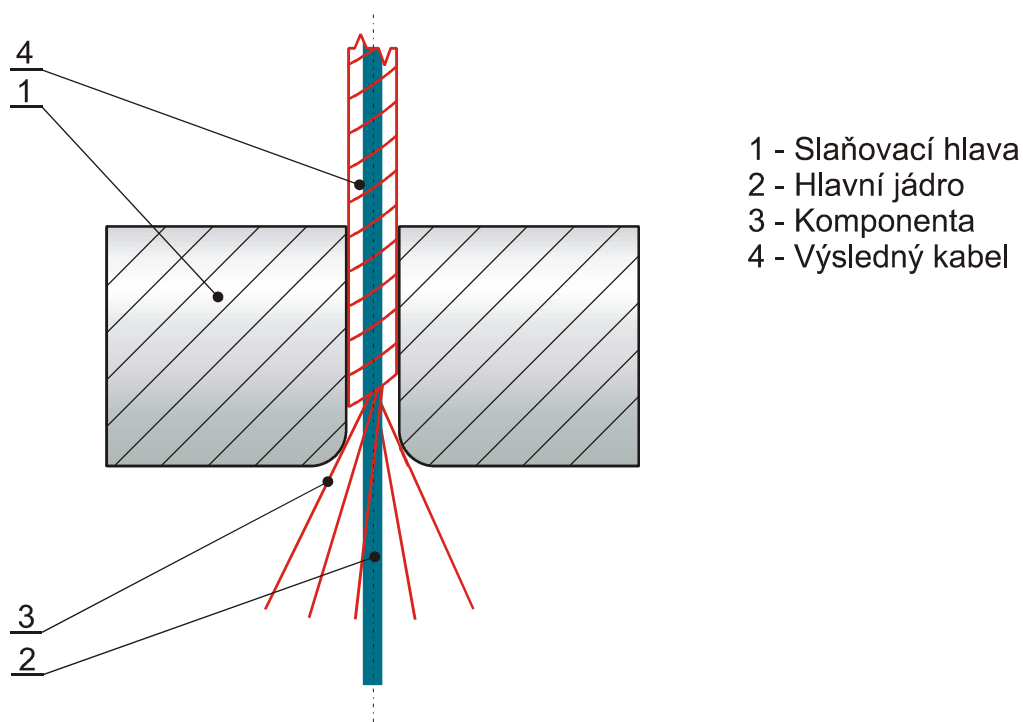
Přetrh kabelu prakticky nenastává, tudíž zařízení slouží z největší části k signalizaci vyprázdnění některé z cívek.

Snímání přítomnosti jádra není nezbytně nutné, jelikož jádro bývá hmotnější a pevnější než komponenty kterého ovíjejí.

#### 4.2.3 Slaňovací hlavy

#### 4.2.4 Popis procesu uvnitř hlavy

Viz. Obr. 9 Pohyb hlavního jádra směrem k hlavě je pouze posuvný. Dílčí jádra oproti hlavnímu musí konat i přídatnou rotaci kolem něho a tím vytvářet šroubovici. Po vstupu do hlavy resp. za náběhovou částí hlavy (rádiusy) se rotační pohyb změní pouze na posuvný, již zakroucené části a hotový kabel je odvíjen. Tento jev je dán pasivními odpory, resp. třecími silami - úhlem opásání vstupního radiusu a silami mezi vnitřním povrchem hlavy a komponenty kabelu.

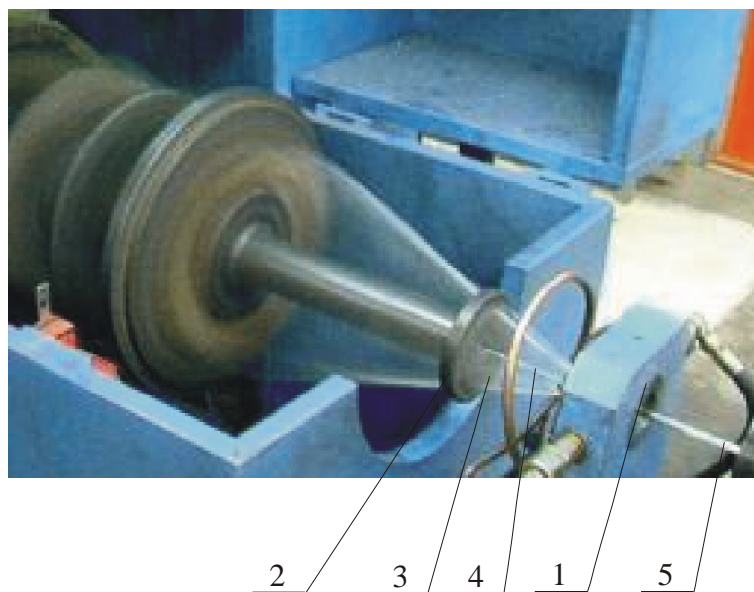


Obr.9 Řez slaňovací hlavou

#### 4.2.5 Stacionární hlava

Na obr. 10 je praktická ukázka, slaňovacího procesu se stacionární hlavou. Po vstupu jádra ( 4 ) a jader ( 3 ) do stáčecí hlavy ( 1 ). Dílčí jádra tvoří šroubovici, která je tvořena jednou otáčkou nosiče cívek. Tento parametr se nastavuje rychlostí otáček krutného prvku a odtahovou rychlostí odvíjecího bubnu ( obr. 7, poz. 3 ). Např. při rychlosti odtahu  $v_o = 0,5 \text{ m.min}^{-1}$  a otáčkách karuselu  $n_k = 10 \text{ min}^{-1}$  je stoupání šroubovice  $s_s = 50 \text{ mm}$ .

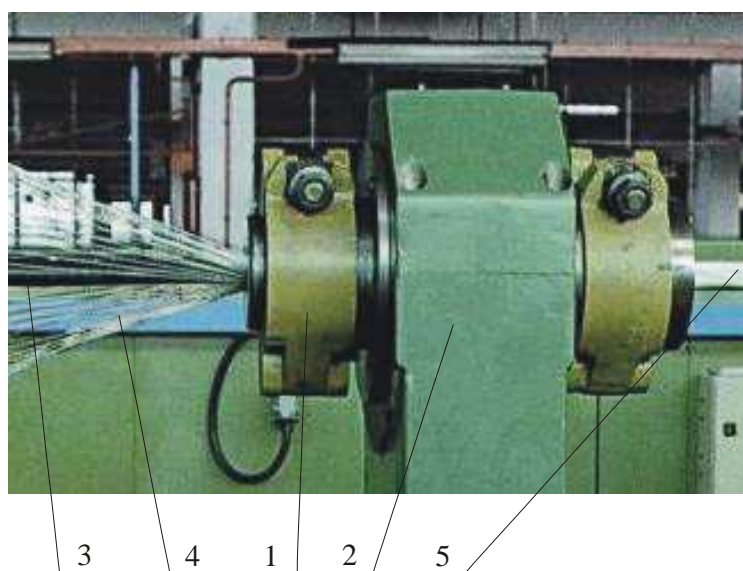
Tento typ hlav se používá u materiálu s velmi nízkou tvrdostí a vysokou poddajností, např. hliníkové, či měděné vodiče a do malých průměrů slaňovaných komponent.



Obr.10 Hlava stacionární

#### 4.2.6 Poháněná hlava

V případě otočné, poháněné hlavy ( obr.11, poz. **1** ), cívky nekonají rotaci kolem jádra ( **3** ), ale jsou přiváděny do hlavy jen přímočaře, jako zásobník s jádrem je postačující jednoduchý a konstrukčně nenáročný rám. Po vstupu je stočení konáno otáčením hlavy v lůžku ( **2** ) tzn., že výsledný kabel ( **5** ) rotuje za výstupem z hlavy.

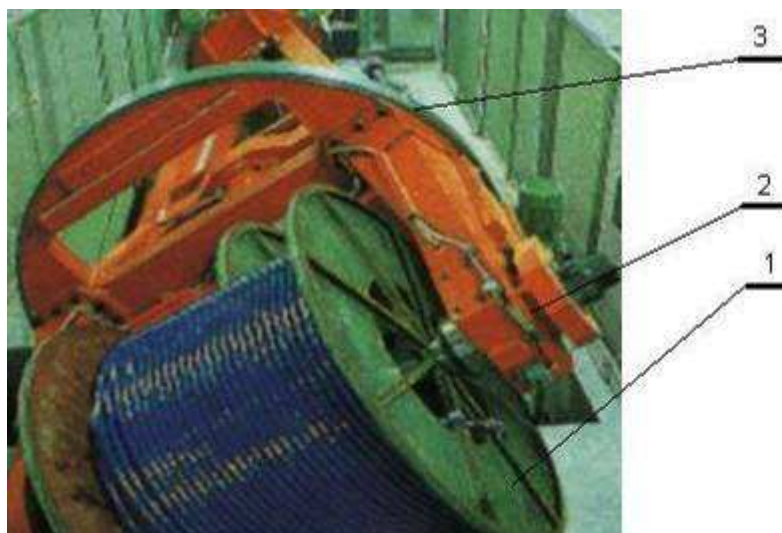


Obr.11 Hlava rotační

Značná nevýhoda je v potřebě přidruženého pohybu navíjecí cívky, ( viz obr.12, poz.1 ) ta koná rotační pohyb v pánvi ( **2** ), pro samotné navíjení. Druhý pohyb celého lůžka ( **3** ) i s cívkou. Aby nedocházelo k rozplétání kabelu, protože výstupní kabel jak

již bylo uvedeno má nejen posuvný pohyb ale i rotační. Tento fakt představuje pohyb hmotné a prostorově výrazné ve dvou vzájemně kolmých osách. Tudíž její uložení představuje nákladné zařízení.

Tento typ hlav se používá na stáčení tvrdých a houževnatých materiálů, jako jsou ocelová lana a silné kabely.



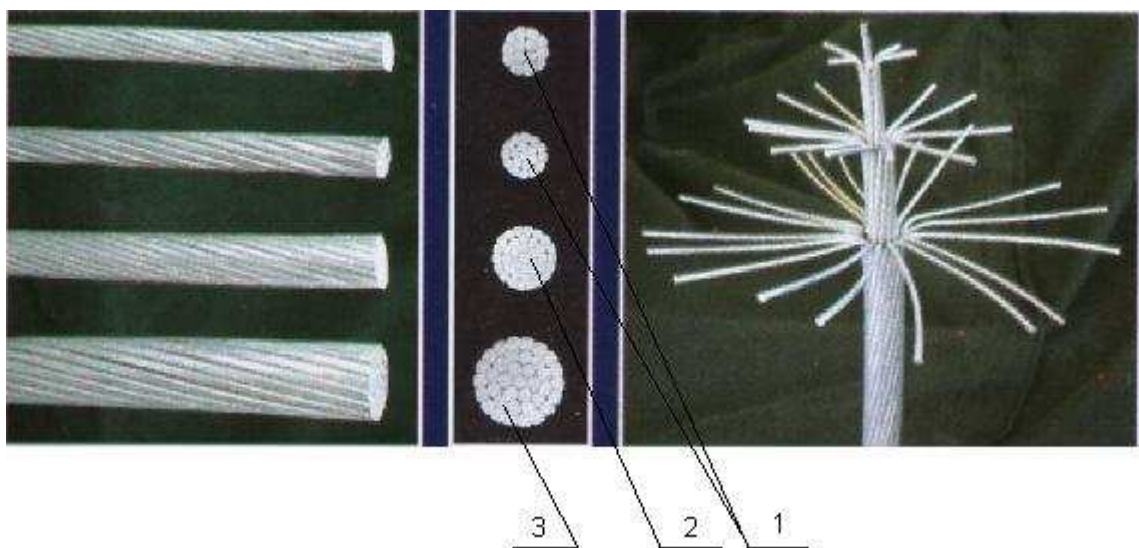
Obr.12 Situace - otočné uložení lůžka cívky

Pozn.: Obrázky reprezentují, horizontální slaňování, ale princip a zásady platí taktéž pro vertikální.

#### 4.2.7 Vícestupňové slaňování

Při požadavku většího počtu ovinů v průřezu, se kabely stácejí postupně. Maximální počet jader ve svazku se odvíjí od druhu materiálu a průřezu. Na obr.13, je rozvinuto stočené lano, podle jednotlivých fází stáčení ( poz. 1 – 3 ). Při hotové první fázi ( 1 ) pokračuje kabel jako jádro, do druhé slaňovací stanice. Stejný postup po ukončení fáze ( 2 ).

Z hlediska vyšší produktivity při popisovaném druhu slaňování, se dosahuje uspořádáním strojů v řadě za sebou. Kde výsledné uspořádání je v jedné přímce. Tím dosáhneme co nejkratších prostojů mezi jednotlivými stupni slaňování .



Obr.13 Situace-fáze slaňování

#### 4.2.8 Dimenzování hlav a tvary výsledných průřezu

Dimenzování hlav se odvíjí od materiálových parametrů slaňovaného jádra. Podle typu hlavy stacionární vs nestacionární. Také dle výsledné stavby hotového kabelu, protože slaňovací hlava nemusí jednoznačně sloužit jen ke slaňování. Další požadavek může spočívat v tom, že hlava slouží jako kompresní prvek. Při odtahu dochází ke stlačování jednotlivých jader a vymezování prostoru mezi nimi, tím je dosažena větší celistvost výsledného výrobku. Tento proces je vhodný pro poddajné materiály s nízkou tvrdostí.

## 5. Návrh a výpočet pohonů

### 5.1 Obecný výběr pohonu

Jako hnací agregát byl zvolen asynchronní motor, je jednoduchý, snadno regulovatelný motor s dostačující kvalitou regulace, pro tento případ. K motoru je připojena převodovka pro změnu otáček a zvýšení kroutícího momentu.

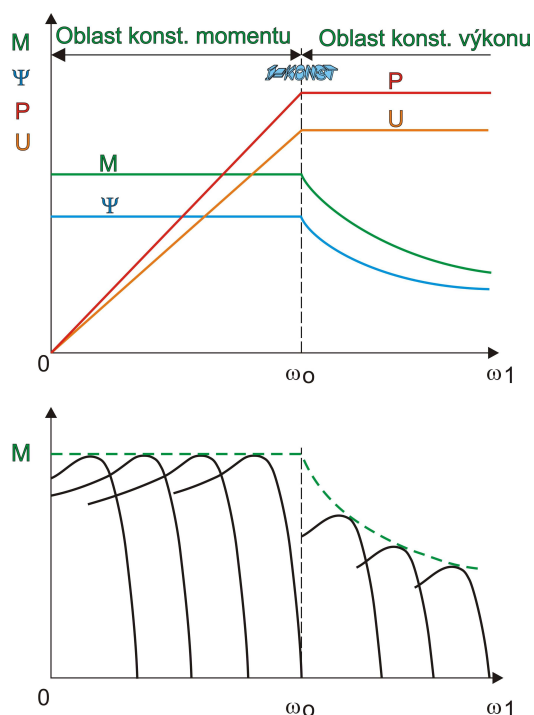
### 5.2 Popis motoru

Asynchronní motor je točivý elektrický stroj pracující na střídavý proud. Je to nejrozšířenější pohon v elektrotechnice vůbec.

Výhodou asynchronního motoru je vysoká spolehlivost, odolnost, jednoduchá konstrukce a napájení z běžné střídavé sítě. Napájecí napětí může být jednofázové nebo trojfázové. Trojfázové je výrazně používanější. Asynchronní motor vynalezl Nikola Tesla [ 3 ]

### 5.3 Způsoby řízení asynchronních motorů

V současnosti je velká pozornost věnována indukčním motorům v pohonech; které mají velké požadavky na rozběh, brždění, reverzaci, změnu rychlosti atd. [ 3 ]



Obr.14 Otáčkomomentová charakteristika asynchronního motoru



Na obr. 14 je zobrazena charakteristika, podle které se motor v určitých otáčkách chová. Výhodná oblast použití motoru, je oblast konstantního momentu točivého  $M$  (  $0 - \omega_0$  ). Z grafu jsou zřetelné závislosti doprovodných veličin,  $P$  – výkon,  $U$  – napětí,  $\psi$  – magnetická indukce. Při klesajících otáčkách, klesá výkon, tudíž i příkon, což je velmi výhodné z hlediska úspory elektrické energie. [ 3 ]

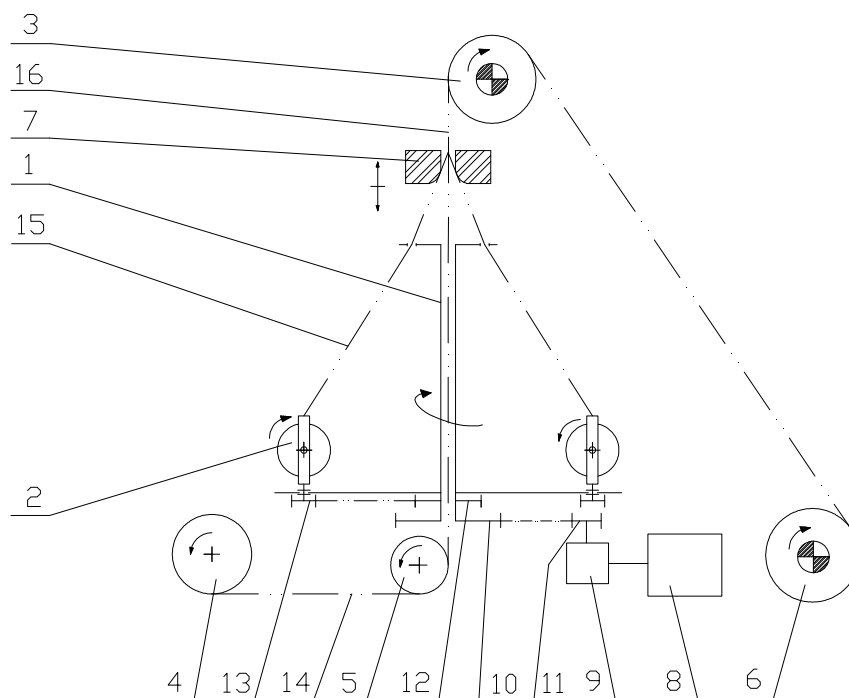
### 5.3.1 Druhy řízení

- 1 ) - Skalární řízení, které lze opět rozdělit do dvou skupin a to
  - a ) - řízení s konstantním poměrem napětí / frekvence
  - b ) - řízení statorového proudu a skluzové frekvence.
- 2 ) - Vektorové řízení, které lze také rozdělit na
  - a ) - přímé (rekonstruuje vektor magnetického toku ze statorového na  $I$ ) + estimator skluzu nebo otáčkoměr
  - b ) - nepřímé (počítá pouze skluz) + snímač polohy

Řízení motoru v otevřené smyčce vyhovuje v případech kdy motor pracuje s konstantním momentem bez náročnějších požadavků na regulaci rychlosti. Tento typ řízení je plně dostačující, pro navrhované pohony. V případech, kdy požadavky kladené na pohon zahrnují rychlé dynamické vlastnosti a přesnou regulaci momentu a rychlosti, je zapotřebí, aby motor pracoval v uzavřené smyčce.

Moment motoru závisí jak na magnetickém toku ve vzduchové mezeře, tak na rychlosti, ale ani vztah mezi momentem a tokem ani vztah mezi momentem a rychlostí není lineární. Tato skutečnost komplikuje návrh řídicích systémů pro indukční motory.  
[ 3 ]

## 5.4 Výpočet motorů



Obr 15. Schéma – předběžný návrh slaňovacího stroje

### Popis obr. 15

**1** – otočný cívkový rám  
**2** – cívka s ovinem  
**3** – odváděcí buben s pohonem  
**4** – cívka s jádrem  
**5** – vodící kladka  
**6** – navíjecí cívka  
**7** – slaňovací hlava  
**8** – asynchronní motor s kotvou na krátko

**9** – převodovka  
**10** – řemenice 1  
**11** – řemenice 2  
**12** – řetězové kolo 1  
**13** – řetězové kolo 2  
**14** – jádro  
**15** – ovin  
**16** – kabel

### 5.5.1 Výpočet motoru hlavního pohonu

Pro stanovení předběžných ekonomických nákladů na zařízení, je nutné předběžně určit druh pohonu.

#### 5.5.1.1 Obecný postup stanovení příkonu elektromotoru pro rozběh

$$P_{\text{ř}} \leq \frac{P_j}{\eta} \dots\dots \eta \text{ je účinnost přenosu výkonu mezi elektromotorem a karuselem} \quad (5.1)$$

#### Počáteční podmínky :

Při rozběhu soustavy předpokládáme rovnoměrně zrychlený pohyb všech pohybujících se částí z klidu do provozní rychlosti za dobu  $t$ .

Pohon se dimenzuje z hlediska největšího zatížení, největší zatížení je právě při rozběhu. [ 4 ]

**Vypočtený příkon  $P_{\text{ř}}$  musí být menší než jmenovitý výkon motoru  $P_j$ .**

#### 5.5.1.2 Strategie návrhu pohonu cívkového rámu :

Do návrhu jsou zahrnuty pasivní odpory a moment na slánění lan jako opravné koeficienty ( násobky dílčích momentů ). Dále těleso karuselu (– obr. 1 – (1) ), bylo pro zjednodušení počátečního návrhu bráno, jako těleso rotujícího prstenec, s kruhovým průřezem. Rozměry přibližně reprezentují skutečný rám osazený cívkami tak, aby došlo k minimálním chybám zkreslující výpočet.

Pozn.: cívkový rám, dále jen karusel

### 5.5.2 Popis zatížení :

Motor musí překonávat moment pro udržení stálé rychlosti tj. moment stálého zatížení, tzn. pasivní odpory s momentem na zkroucení lan  $M_V$ , dále moment na zrychlení rotačních hmot  $M_{ZR}$  a moment, který se prakticky neprojeví, je moment na zrychlení posuvných hmot .[ 4 ]

### 5.5.3 Výpočet rozběhového momentu

$$M_R = M_V + M_{ZR} + M_{ZP} \quad (5.2)$$

#### 5.5.3.1 Moment stálého zatížení, pasivní odpory a moment na zkroucení lan $M_V$

$$M_V = F \cdot \frac{R}{i \cdot \eta} \quad (5.3)$$

<b>kde</b>	F	-	zatěžující síla od komponent
	R	-	rameno jejího působení od středu rotace
	i	-	převod mezi motorem a karuselem, celkový převod
	$\eta$	-	účinnost převodu

Pozn.: pro obtížné určení tohoto zatížení, je tento moment brán jako  $\frac{1}{4}$  odebíraného výkonu

#### 5.5.3.2 Moment na zrychlení rotačních hmot $M_{ZR}$

$$M_{ZR} = J_{RED} \cdot \varepsilon_O = J_{RED} \cdot \frac{\omega_0}{t_k} \quad (5.4)$$

[ 4 ]

<b>kde</b>	$J_{RED}$	-	redukovaný moment setrvačnosti
	$\varepsilon_0$	-	úhlové zrychlení karuselu
	$\omega_0$	-	úhlová rychlost karuselu
	$t_k$	-	čas rozběhu karuselu

### 5.5.3.3 Převodové poměry

Při návrhu motoru uvažujeme do výpočtů tzv. špičkové hodnoty zatížení působící na soustavu. V našem případě z relace otáček 10 – 60 ot/min...uvažujeme 60 ot/min.

#### Celkový převodový poměr $i$

$$i = \frac{n_{\text{vstupní}}}{n_{\text{výstupní}}} \quad (5.5)$$

$n_{\text{vstupní}} \approx 1500$  ot/min...jsou otáčky asynchronního elektromotoru

$n_{\text{výstupní}} = 60$  ot/min .....jsou otáčky karuselu

- Převod mezi motorem a výstupním hřídelí převodovky  $i_1 = \frac{1500}{240} \approx 6$
- Převod mezi převodovkou a karuselem  $i_2 = \frac{240}{60} \approx 4$
- Převod celkový  $i = \frac{1500}{60} = 25$

### 5.5.3.4 Výpočet úhlové rychlosti a zrychlení

$$\omega_0 = \varepsilon_n \cdot t_n \quad (5.6)$$

$$\omega_0 = 2\pi \cdot n_{\text{výstupní}} \quad (5.7)$$

$$\omega_0 = 6.28 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ze vztahu (5.6)  $\Rightarrow$

$$\varepsilon_n = \frac{\omega_0}{t_n}$$

**kde**  $\omega$  - úhlová rychlost s maximálníma pracovníma otáčkami

$\varepsilon_n$  - úhlové zrychlení odpovídající určité době rozběhu  $t_n$

### 5.5.3.5 Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti

$$\frac{1}{2} J_{r1} \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} J_{r2} \cdot \omega_3^2 + \frac{1}{2} J_z \cdot \omega_3^2 + \frac{1}{2} J_A \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} J_{RED} \cdot \omega_1^2 \quad (5.8)$$

Popis viz obr. 15

- kde**
- $J_{r1}$  - moment setrvačnosti řemenice 1
  - $J_{r2}$  - moment setrvačnosti řemenice 2
  - $J_z$  - moment setrvačnosti zátěže
  - $J_A$  - moment setrvačnosti pohonu
  - $\omega_1$  – úhlová rychlost hnací hřídele motoru
  - $\omega_2$  – úhlová rychlost řemenice 1 a pohonu
  - $\omega_3$  - úhlová rychlost řemenice 2 a karuselu

$J_{RED}$ , je to moment setrvačnosti všech rotujících částí, redukovaných na hnací hřídel motoru. Vypočítá se ze zákona o zachování kinetické energie v posuzovaných místech, tj. v místě motoru a v místě pozice rotující hmoty.  $\eta$ , jsou dílčí účinnosti přenosu výkonu mezi motorem a jednotlivými pozicemi rotujících hmot.

Ze vztahu (5.8)  $\Rightarrow$

. Pozn. Do rovnice jsou zahrnuty jednotlivé účinnosti dle úrovně převodu

$$J_{RED} = (J_{r1} + J_A) \cdot \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} + (J_{r2} + J_z) \cdot \left( \frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_2} \quad (5.9)$$

- kde**
- $\eta_1$  - účinnost převodovky
  - $\eta_2$  - účinnost řemenového převodu

### 5.5.3.6 Určení momentu setrvačnosti jednotlivých částí náhonu:

$$J_{r1} = 1,15 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{r2} = 16,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_z = 1685 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_A = 17,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\eta_1 = 0,67$$

$$\eta_2 = 0,8$$

#### 5.5.4 Výpočet momentu setrvačnosti karuselu v software

V software ProE – WildFire 2 byl namodelován stroj (viz. obr. 15) a vypočten moment setrvačnosti  $J_z$  k ose rotace. Ve výpočtu jsou uvažovány pouze části stroje, které pohání motor ( 8 )

Vypočtený moment setrvačnosti v ProE

$$J_z = 1690 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

#### 5.5.5 Výpočet momentu setrvačnosti karuselu analyticky

##### 5.5.5.1 Výpočet momentu setrvačnosti k vlastní ose rotace

Pozn. :tento postup náleží částem stroje, které mají totožnou osu rotace jako karusel, např.: nosný hřídel, řemenice 1...ad.

obecný vztah :

$$J_z = \int_{(m)} r^2 dm = \int_{(V)} r^2 \rho dV \quad (5.1.0)$$

**kde**  $r$  - kolmá vzdálenost elementu hmoty  $dm$  od osy rotace

$dm$  – element hmoty

$dV$  – element objemu

$\rho$  - hustota materiálu

##### 5.5.5.2 Výpočet momentu setrvačnosti k ose mimo těžiště

Pozn.: Moment setrvačnosti vzhledem k ose procházející mimo těžiště tělesa lze určit podle Steinerovy věty jako součet momentu setrvačnosti vzhledem k rovnoběžné ose procházející těžištěm a součinu hmotnost a čtverce vzdálenosti od těžiště, tzn.

obecný vztah

$$J = J_0 + m.r^2$$

- kde**
- $J_0$  - moment setrvačnosti vzhledem k rovnoběžné ose procházející těžištěm tělesa
  - $m$  - hmotnost tělesa
  - $r$  - kolmá vzdálenost těžiště od osy otáčení.

**5.5.5.3 Dokončení výpočtu rozběhového momentu**

$$M_{Rn} = (J_{RED} \cdot \varepsilon_n) \cdot 1,25 = (J_{RED} \cdot \frac{\omega_0}{t_n}) \cdot 1,25 \quad (5.1.1)$$

Při rozběhu nesmí rozběhový moment překročit záběrový  $M_{Rn} \leq M_Z$ , u každého typu motoru je to dána hodnota poměru záběrového ku nominálnímu momentu, tzv. koeficient momentové přetížitelnosti. Např. motor o jmenovitém výkonu 2,2 kW má poměrovou konstantu 2,5, kde  $\frac{M_Z}{M_N} = 2,5$

- kde**
- $M_{Rn}$  - rozběhový moment odpovídající určité době rozběhu  $t_n$
  - $M_Z$  - záběrový moment motoru
  - $M_N$  - jmenovitý moment motoru

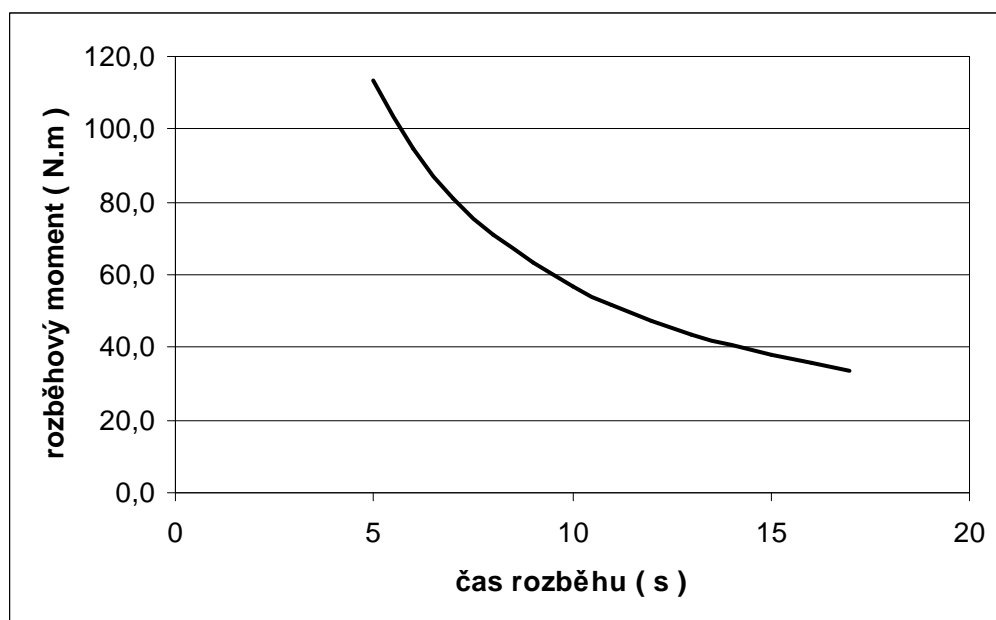
**5.6 Volba motoru pohánějící karusel**

Výběr motorů z uvedeného výběru s jednotlivými jmenovitými výkony 7.5, 5.5, 4, 3.5 kW, 4 – pólové, cca 1440 ot/min je závislý na požadovaném zrychlení resp. časem na dosažení nejvyšší provozní otáčky. Obecně platí, čím kratší doba na zrychlení tím větší výkon motoru



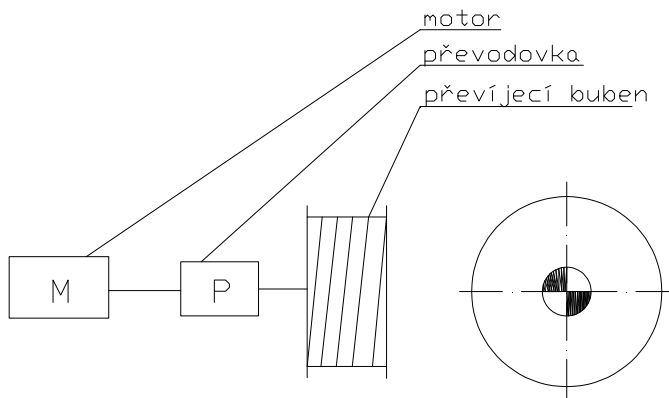
Tab. 4 Hodnoty výpočtu momentů

Čas Rozběhu ( s )	$t_n$ Rozběhový moment MRn ( N. m )	Jmenovitý výkon Pj ( kW )	Maximální záběrový ( N. m )
5	113,7	7,5	132,8
6	94,7		
7	81,2	5	90,25
8	71,0	4	72,9
9	63,1		
10	56,8		
11	51,7	3	54,5
12	47,4		
13	43,7		
14	40,6		
15	37,9		
16	35,5	2,2	37
17	33,4		



Graf 1: Závislost rozběhového momentu na čase

## 5.7 Návrh pohonu odtahového bubnu



Obr. 16 Schéma náhonu odtahového bubnu pro výpočet

### 5.7.1 Popis činnosti odtahového bubnu

Odvíjecího buben slouží k odtahu slaněného kabelu. Kabel okolo bubnu tvoří jeden a více ovinů, aby nedocházelo k prokluzům a odtahový proces byl kontinuální. Počet ovinů na bubnu je závislý na odtahové rychlosti a povaze slaňovaného materiálu.

#### 5.7.1.1 Obecné údaje pohonu

Rychlost odváděného kabelu	$v_b = 0,5 - 3 \text{ m.min}^{-1}$
Průměr odtahového bubnu	$D_b = 0,6 \text{ m}$
Otáčky elektromotoru	$n = 1500 \text{ ot.min}^{-1}$

### 5.7.1.2 Výpočet maximálních otáček bubnu

$$\begin{aligned}
 v_b &= \omega_b \cdot r_b \Rightarrow \omega_b = \frac{v_b}{r_b} \\
 \omega_b &= 2\pi \cdot n_b \\
 \Rightarrow n_b &= \frac{\omega_b}{2\pi}
 \end{aligned}
 \tag{5.1.2}$$

### 5.7.2 Celkový převodový poměr

$n_{\text{vstupní}} \approx 1500 \text{ ot/min}$ ...jsou otáčky asynchronního elektromotoru

$$i_b = \frac{n_{\text{vstupní}}}{n_{\text{výstupní}}} \tag{5.1.3}$$

$n_{\text{výstupníMax}} = 0,8 \text{ ot/min}$  .....jsou otáčky odvíjecího bubnu

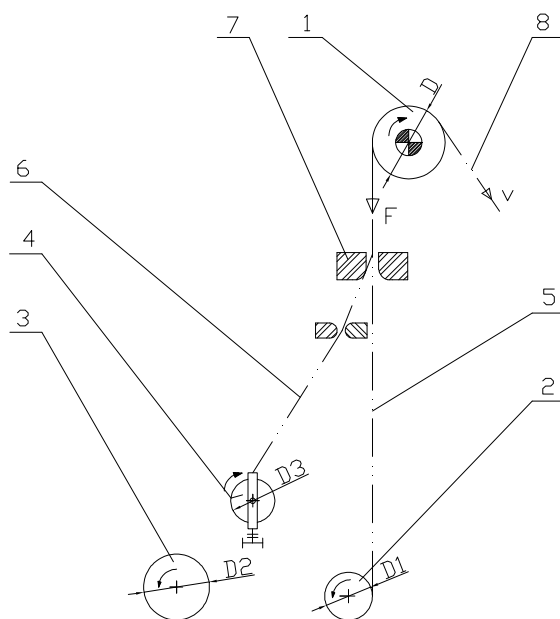
ze vztahu (5.1.3)  $\Rightarrow$

Převodové číslo mezi motorem a bubnem

$$i_b = 1875$$

### 5.7.3 Výpočet úhlové rychlosti a zrychlení bubnu

Výpočet na základě vztahů (5.6) , (5.7), kap. 5.5.3.4



Obr.17 Výpočtové schéma pro návrh motoru

Pozn.: síla od slaněného kabelu F, je odváděna rychlostí  $v$  ( 0,5 – 3 m/min ), velikosti sil k odvinutí z cívek jsou uvedeny v následující tabulce, síly jsou dány jako parametr od zákazníka

Tab. 5 – Vstupní výpočtové hodnoty

Poz.	Množství	Název	Parametr	Označení	Velikost	Jednotka
1	1	Buben	rozměr	$D \times b_b$	600 x 300	mm
			hmotnost	$m_b$	25,59	kg
			úhlová rychlost	$\omega_B$	0,65	rad/s
2	1	Kladka	rozměr	$D_1 \times b_k$	200 x 20	mm
			hmotnost	$m_k$	0,3	kg
			moment setrvačnosti	$J_k$	0,006	Kg.m <sup>2</sup>
			úhlová rychlost	$\omega_K$	1,97	rad/s
3	1	Cívka s jádrem	rozměr	$D_2 \times b_c$	600 x 330	mm
			hmotnost	$m_c$	100	kg
			moment setrvačnosti	$J_{CJ}$	18	Kg.m <sup>2</sup>
			úhlová rychlost	$\omega_{CJ}$	0,65	rad/s
4	max. 24	Cívka s komponentou	rozměr	$D_3 \times b_{kc}$	305 x 120	mm

			hmotnost	$m_{kc}$	12	kg
			moment setrvačnosti	$J_{CO}$	$24 * 0,56$	Kg.m2
			úhlová rychlost	$\omega_{CO}$	1,29	rad/s
5	1	Jádro	síla k odvinutí	$F_{oj}$	max 100	N
6	max. 20	Ovin	síla k odvinutí	$F_{oo}$	max 50	N

#### 5.7.4 Výpočet dílčích převodových čísel a otáček

- převodové čísla jsou vztažena mezi buben a ostatní rotující členy náhonu viz obr. 17

##### Převodové číslo buben – kladka

$$i_{B-K} = \frac{n_B}{n_K} = \frac{D_1}{D} \quad i_{B-K} = 0,333$$

$$\Rightarrow n_K = n_B \frac{D}{D_1} \quad n_K = 0,314 s^{-1}$$

- kde**  $D, D_1$  - průměry jednotlivých rotačních členů  
 $n_K$  - otáčky kladky  
 $n_B$  - otáčky bubnu  
 $i_{B-K}$  - převodové číslo mezi bubnem a kladkou

##### Převodové číslo buben – cívka s jádrem

$$i_{B-CJ} = \frac{n_B}{n_{CJ}} = \frac{D_2}{D} \quad i_{B-CJ} = 1$$

$$\Rightarrow n_{CJ} = n_B \frac{D}{D_2}$$

$$n_{CJ} = 0,104 s^{-1}$$

- kde**  $D, D_2$  - průměry jednotlivých rotačních členů ( viz.obr výše )  
 $n_{CJ}$  - otáčky cívky s jádrem

$n_B$  - otáčky bubnu

$i_{b-cj}$  - převodové číslo mezi bubnem a cívkou s jádrem

#### Převodové číslo buben – cívka s ovinem

$$i_{B-CO} = \frac{n_B}{n_{CO}} = \frac{D_3}{D} \qquad i_{B-CO} = 0,508$$

$$\Rightarrow n_{CO} = n_B \frac{D}{D_3}$$

$$n_{CO} = 0,205 \, s^{-1}$$

**kde**  $D, D_3$  - průměry jednotlivých rotačních členů ( viz.obr výše )

$n_{CO}$  - otáčky cívky s ovinem

$n_B$  - otáčky bubnu

$i_{B-CO}$  - převodové číslo mezi bubnem a cívkou s ovinem

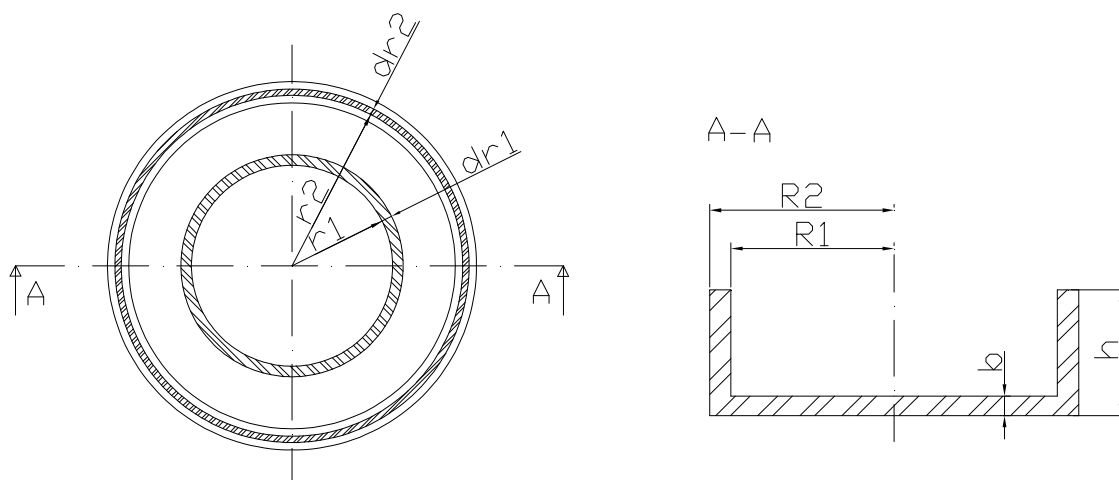
Pozn.: Výpočet převodových čísel, je pro případ plného návínu, v pracovním cyklu se bude měnit s měnícím se průměrem návínu.

#### **5.7.5 Stanovení příkonu elektromotoru odvíjecí bubnu**

$$P_f \leq \frac{P_j}{\eta} \dots\dots\dots \eta \text{ je účinnost přenosu výkonu}$$

Pozn. Stanovení rozběhového momentu je třeba nejprve zjistit momenty setrvačnosti zbývajících rotujících hmot, u kterých není tento parametr dán tj.  $J_B$  převíjecího bubnu

## 5.7.5.1 Výpočet momentu setrvačnosti odtahového bubnu



Obr 18. výpočtové schéma odtahového bubnu

Pozn.: Při určování momentu k ose rotace rozdělíme buben na dvě části, část prstencová k níž se vztahuje nekonečně malý přírůstek poloměru  $d_{r2}$  a zbývající válcová část, které náleží  $d_{r1}$ . Tudíž výsledný moment bude součet momentů, těchto dvou částí.

## Postup výpočtu

Obecný vztah

$$J = \int_{(m)} r^2 \cdot dm \quad (5.1.4)$$

$$dm = \rho \cdot dV$$

$$\Rightarrow J = \rho \int_{(V)} r^2 \cdot dV \quad (5.1.5)$$

## a) část válcová

*vyjádření elementu objemu*

$$dV = 2\pi b dr_1 \quad (5.1.6)$$

po dosazení (5.1.6) do (5.1.5)

$$J_1 = \rho \int_0^{R_1} 2\pi r_1 b r_1^2 dr_1 = \rho \int_0^{R_1} 2\pi b r_1^3 dr_1 = 2\pi \rho b \left[ \frac{r_1^4}{4} \right]_0^{R_1} = 2\pi \rho b \frac{R_1^4}{4} \quad (5.1.7)$$

$$V = \pi R_1^2 b \quad (5.1.8)$$

po dosazení (5.1.8) do (5.1.7)

$$J_1 = \frac{1}{2} \rho V R_1^2 = \frac{1}{2} m R_1^2$$

## b) část prstencová

*vyjádření elementu objemu*

$$dV_2 = 2\pi h dr_2 \quad (5.1.9)$$

po dosazení (2.8) do (2.4)

$$J_2 = \rho \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r_2 h r_2^2 dr_2 = \rho \int_{R_1}^{R_2} 2\pi h r_2^3 dr_2 = 2\pi \rho h \left[ \frac{r_2^4}{4} \right]_{R_1}^{R_2} = 2\pi \rho h \frac{(R_2^4 - R_1^4)}{4} \quad (5.3.0)$$

$$V = \pi \cdot h \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad (5.3.1)$$

po dosazení (3.0) do (2.9)

$$J_2 = \frac{1}{2} \rho V (R_2^2 - R_1^2) = \frac{1}{2} m (R_2^2 - R_1^2) \quad (5.3.2)$$

- výsledný moment je součet dílčích momentů  $J_B = J_1 + J_2$

**kde**  $J_1$  - je moment setrvačnosti válcové části

$J_2$  - je moment setrvačnosti prstencové části

$J_B$  - je celkový moment setrvačnosti odtahového bubnu



**Tab. 6 - Parametry odtahového bubnu**

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnitřní poloměr	$R_1$	270	mm
Vnější poloměr	$R_2$	300	mm
Výška	$h$	40	mm
Šířka	$b$	10	mm
Hustota	$\rho$	7850	kg/m <sup>3</sup>
Hmotnost části 1	$m_1$	0,62	kg
Hmotnost části 2	$m_2$	1,97	kg
Moment setrvačnosti pohonu	$J_A$	0,012	kg.m <sup>2</sup>
Účinnost převodovky	$\eta_A$	0,67	-
Výsledný moment setrvačnosti bubnu k ose rotace	$J_B$	0,003	kg.m <sup>2</sup>

### 5.7.6 Výpočet rozběhového momentu $M_R$

Obecný vztah

$$M_R = M_V + M_{ZR} + M_{ZP} \quad (5.3.3)$$

#### 5.7.6.1 Stanovení momentu na zrychlení rotačních hmot $M_{ZR}$

$$M_{ZRn} = J_{RED} \cdot \varepsilon_{On} = J_{RED} \cdot \frac{\omega_0}{t_n} \quad (5.3.4)$$

#### 5.7.6.2 Stanovení redukovaného momentu setrvačnosti

$$\frac{1}{2} J_A \cdot \omega_B^2 + \frac{1}{2} J_B \cdot \omega_B^2 + \frac{1}{2} J_{CO} \cdot \omega_{CO}^2 + \frac{1}{2} J_{CJ} \cdot \omega_{CJ}^2 + \frac{1}{2} J_K \cdot \omega_K^2 = \frac{1}{2} J_{RED} \cdot \omega_0^2 \quad (5.3.5)$$

- zavedení účinnosti do úrovně převodu motor - buben a vyjádření redukovaného momentu setrvačnosti  $J_{RED}$

ze (5.3.5)  $\Rightarrow$

$$J_{RED} = \left[ J_A \cdot \left( \frac{\omega_B}{\omega_0} \right)^2 + J_B \cdot \left( \frac{\omega_B}{\omega_0} \right)^2 \right] \frac{1}{\eta_A} + J_{CO} \cdot \left( \frac{\omega_{CO}}{\omega_0} \right)^2 + J_{CJ} \cdot \left( \frac{\omega_{CJ}}{\omega_0} \right)^2 + J_K \cdot \left( \frac{\omega_K}{\omega_0} \right)^2 \quad (5.3.6)$$

po dosazení do (5.3.5)  $\Rightarrow$   $J_{RED} = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ Kg.m}^2$

**Pozn.:-** moment na zrychlení rotačních hmot není ta významný, jako moment který nám poloměru bubnu, vytvoří síly potřebné k odvinutí jednotlivých kabelů z cívek.

### 5.7.6.3 Stanovení momentu na zrychlení posuvných hmot

Obecný vztah

$$M_{ZP} = F_{ZP} \cdot \frac{R_2}{i_1 \eta} \quad (5.3.7)$$

**kde**  $F_{ZP} = m \cdot a_n = m_{ka} \cdot \left( \frac{v}{t_n} \right) \dots \dots \dots$  síla na zrychlení posuvných hmot (5.3.8)

$m_{ka}$  - celková hmotnost posuvně pohybujících kabelů, ( $m = 1,8 \text{ kg}$ )

$a_n$  - je zrychlení na konstantní max rychlost s proměnným čase  $t_n$

$v$  - maximální rychlost odvíjení,  $v = 3 \text{ m.min}^{-1}$

$\eta_{m-b}$  - účinnost přenosu výkonu mezi motorem a bubnem

$i_1$  - převodové číslo mezi motorem a bubnem

$R_2$  - je vnější poloměr navíjecího bubnu

#### 5.7.6.4 Stanovení momentu na udržení stálé rychlosti

Konstantní zatížení je zde vyvoláno pasivními odpory (zatím zanedbáme) a stálým zatížením, to spočívá v síle, která na poloměru bubnu  $R_2$  a ten musíme překonat z hlediska odvinutí kabelů z cívek

Obecný vztah :

$$M_v = \sum_{i=1}^{21} F_{OO,OJ} \cdot \frac{R_2}{i_1 \cdot \eta} \quad (5.3.9)$$

**kde**  $F$  - součet sil potřebných k odvinutí kabelů

Dáno - změřeno:

Sílový rozsah k odvinu ovinu z jedné cívky.....  $F_{OO} = 10 - 50N$

Sílový rozsah k odvinu ovinu z jádrové cívky.....  $F_{OJ} = 10 - 100N$

Pozn. : pro výpočet bereme maximální hodnoty

po dosazení do vztahů (5.3.8) a (5.3.9)  $\Rightarrow$   **$M_v = 4,12 \text{ N.m}$**

Pozn.: zavedení pasivních odporů do ostatních úrovní převodu, vyjádřeno opravným koeficientem, jako dvojnásobek výpočteného rozběhového momentu

### 5.8 Volba motoru odtahového bubnu

Elektromotor asynchronní s kotvou na krátko s jmenovitým výkonem 0,55 kW , 4 – pólové. Výběr motoru je závislý na požadovaném zrychlení resp. časem na nejvyšší provozní otáčky. Obecně platí, čím kratší doba na zrychlení tím větší výkon motoru

Tab. 7 – Hodnoty výpočtu

Čas Rozběhu $t_n$ ( s )	Rozběhový moment $M_{Rn}$ ( N. m )	Jmenovitý výkon $P_j$ ( kW )	Maximální záběrový $M_Z$ ( N. m )
5	7,2043	0,55	8,20
6	7,1936		
7	7,1859		
8	7,1802		
9	7,1757		
10	7,1721		
11	7,1692		
12	7,1668		
13	7,1647		
14	7,1630		
15	7,1614		
16	7,1601		
17	7,1589		

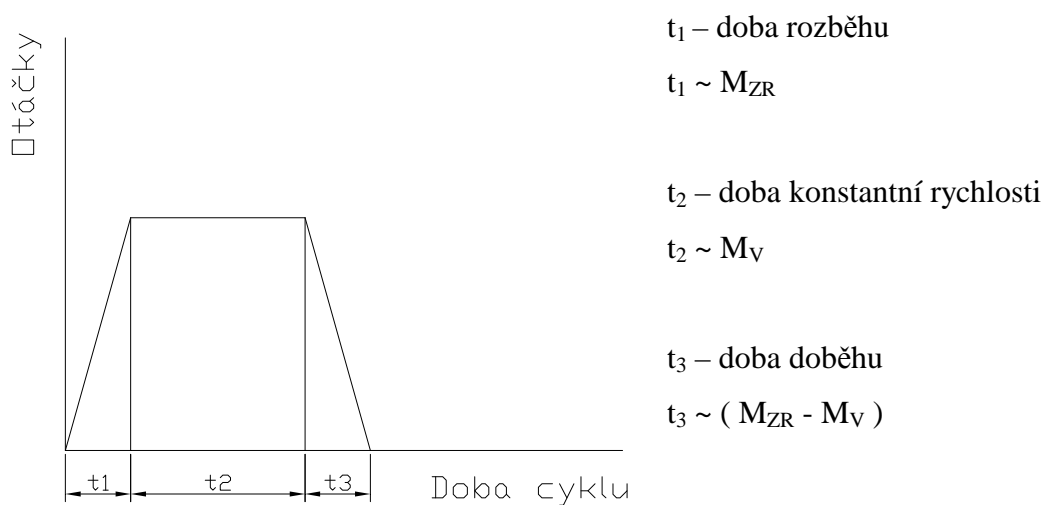


Graf 2 : Závislost rozběhového momentu na čase

### 5.8.1 Výpočet průměrného momentového zatížení

V tomto případě musel být zahrnut výpočet průměrného momentového zatížení, jelikož je zatížení v průběhu procesu je velmi rozmanité, např. moment na udržení konstantní rychlosti je 60 % - ní podíl z celkového rozběhového momentu, tudíž je velmi významný. V předchozím případě tomu tak nebylo. [ 4 ]

**Režim pohonu** : nepřetržitý chod motoru 2 hod. ( zapnout – vypnout, stroj )



**Obr 19 : Popis pracovního cyklu**

**Tab. 8 –Parametry pro výpočet středního momentu**

Cyklus	Rozběh	Konst. rychlost	Doběh
Čas ( s )	$t_1 = 17$	$t_2 = 7200$	$t_3 = 17$
Momentové zatížení ( N.m )	7,2	4,12	1,12

### 5.8.2 Obecný vztah pro výpočet

$$M_{stř} = \sqrt{\frac{M_{ZR} \cdot t_1 + M_V \cdot t_2 + (M_{ZR} - M_V) \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3}} \quad (5.4.0)$$

po dosazení do (5.4.0)  $\Rightarrow$

**Mstř = 2,025**

**musí platit :** *Moment střední*  $M_{st5} < M_n$  *Moment jmenovitý (uváděný výrobcem)*

[ 4 ]

**Tab. 9 – Parametry použitých motorů**

Motor	Jmenovitý výkon ( kW )	Počet pólů	Otáčky (ot/min)	Jmenovitý proud ( A )	Jm. moment (N.m)	Poměrný záběrný moment $M_z/M_n$
výpočet 1	2,2	4	1420	4,7	14,8	2,5
výpočet 2	0,55		1395	1,45	3,7	2,2

## 5.9 Zhodnocení :

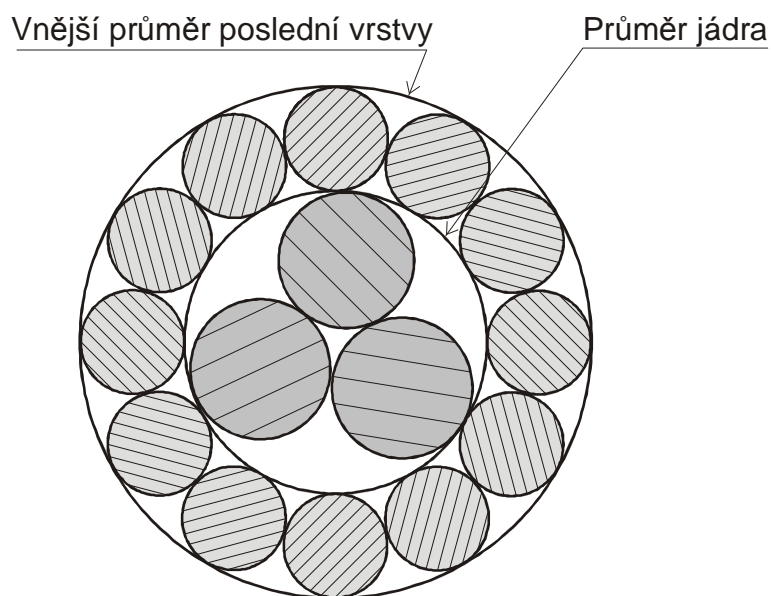
Při návrhu byly použity motory se jmenovitými otáčkami cca  $1450 \text{ min}^{-1}$ , tyto motory jsou čtyř-pólové a jejich výhoda těchto motorů je přibližně dvojnásobný krouticí moment než u předcházející řady (  $3000 \text{ min}^{-1}$  ). Plynulost otáčení asynchronního motoru s kotvou na krátko v nízkých otáčkách je zhoršená, motor má tendenci pulsovat. Navržené otáčkové relace motorů použitých na navržený slaňovací stroj, jsou mimo oblast pulsace.

## 6. Konstrukce slaňovacího zařízení

### 6.1 Účel stroje

Zařízení slouží je stáčení (slaňování ) kabelů. V ideálním případě jsou všechny komponenty kabelu stejné. Jak v jádru, tak v jednotlivých vrstvách mohou být použity následující komponenty :

- Vodiče
- Kroucené páry, trojice...atd
- Koaxiální kabely
- Silové kabely
- Optická vlákna
- Speciální komponenty :
  - o Plastová výplň (fíler) (plastový „drát“)
  - o Prvky pro přenos tahových sil (ocelová nebo kevlarová vlákna a lanka)
  - o Plastové hadice pro přívod tlakového vzduchu



Obr 20 Průřez jádrem

## 6.2 Vstupní parametry

### 6.2.1 Parametry kabelu

- **Jádro kabelu**

Počet komponent tvořících jádro kabelu 1 – 3

Rozsah komponent tvořících jádro kabelu 1 – 24

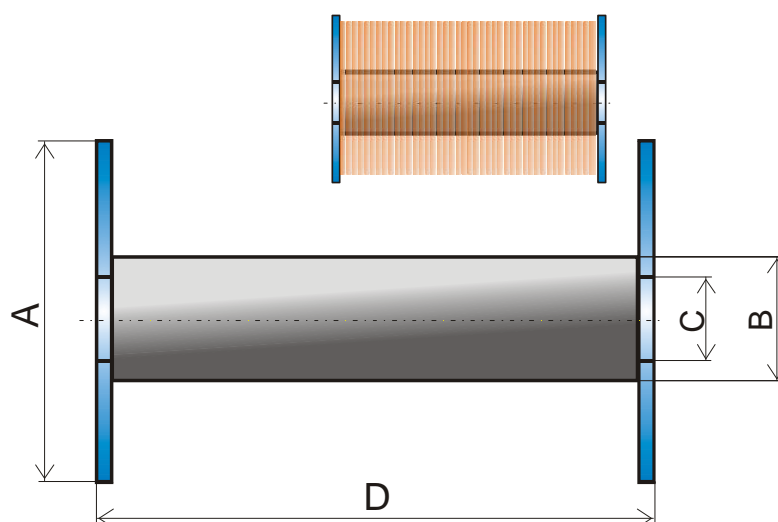
- **Vrstva kabelu**

počet komponent v jedné vrstvě kabelu 5 – 25

rozsah průměrů komponent v jedné vrstvě kabelu 0,8 – 8 mm

Konstantní „utažení“ kabelu – zajištěno regulováním tahového napětí komponent tvořící jádro kabelu a jednotlivé vrstvy (pomocí brzdění jednotlivých cívek, ze kterých jsou komponenty odvíjeny)

### 6.2.2 Parametry cívek



Obr 21 Cívka s jádrem



**Tab. 10**

A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	Max. hmotnost plné cívky [kg]
275	160	38	105	10
305	140	38	210	20
305	140	38	120	12
400	160	28	200	25
Síla potřebná k o odvinutí jádra kabelu 10 - 50 N				

V tab. 10 Jsou uvedeny parametry pro cívky ze kterých budou odvíjeny jednotlivé komponenty kabelu.

**Tab. 11**

A [ mm ]	B [ mm ]	C [ mm ]	D [ mm ]	Max. hmotnost plné cívky [ kg ]
510	160	28	250	60
600	250	58	330	100
Síla potřebná k o odvinutí jádra kabelu 10 - 100 [N]				

V tab. 11 Jsou uvedeny parametry pro cívky ze kterých bude odvíjeno jádro, které a posléze ovíjeno jednotlivými komponentami

### 6.2.3 Parametry stroje

- požadavky ovinutí vrstvy, popř. jádra páskou ( mykačovou fólií, textilní fólií, měděnou fólií )
- Snadná výměna cívek
- Dodržení platných norem pro bezpečnost práce
- Dodržení ergonomie
- Požadavek vertikální osy slaňování, vzhledem k relativně malým nárokům na podlahovou plochu
- maximální výška stroje : 3,5 m
- půdorysné rozměry minimální

## 6.2.4 Otáčkové relace částí stroje

• Karusel	10 – 60	ot.min <sup>-1</sup>
• Odtahový buben	0,5 – 3	m.min <sup>-1</sup>
• Ovíjecí zařízení	max. 150	ot.min <sup>-1</sup>

## 6.3 Popis funkce

Zařízení umožní stáčet (slaňovat) kabely z kabelových komponent. Slaňování probíhá tak, že jádro kabelu je spirálově ovíjeno dalšími komponentami tvořící jednotlivé vrstvy kabelu. Počet komponent ve vrstvě může být až 24. Smysl stoupání spirál komponent je v každé jednotlivé vrstvě opačný. Při jednom průchodu kabelu je stáčeno buď jednotlivé jádro kabelu, nebo pouze jediná vrstva, tzn. postupné slaňování (popis kapitola 2. Analýza vertikálního slaňování) Jádro kabelu je odvíjeno z cívky (viz. tab.11). Jádro vedeno svislou osou otáčení nosné, nehybné hřídele. Otáčky jsou regulované pro dosažení požadované rychlosti pohybu kabelu. Brzdění cívky tab. je vytvářen potřebný tah v jádru.

Komponenty tvořící vrstvu kabelu jsou navinuty na cívkách tab. Cívky tab.10 jsou umístěny na tzv. cívkových rámech. Které konají rotační pohyb kolem vertikální osy, ten zajišťuje jednak jejich uložení potřebné k odvíjení a jednak jejich rotaci okolo svislé osy. Osa je kolmá na vlastní osu rotace cívky.

Rotace rámu je spjata mechanicky s pohybem základny, která je tvořena z desek, způsobem takovým, že vlastní osa cívek má stále stejný směr tzv. sever jih ( vysvětleno v kapitole 2 – Analýza vertikálního slaňování ). Směr rotace cívek je kolmý na základnu ...obr, //. V těchto deskách je rotační uložení rámu (tzv. nosiče cívek). Stoupání šroubovice komponent ve vrstvě je dáno rychlostí rotačního pohybu celého karuselu a rychlostí odtahového bubnu. Jádro kolem bubnu je třikrát opásáno a pak je teprve odtahováno, tímto způsobem je odstraněn skluz a zajištěn plynulý odtah.

Nastavení stoupání šroubovice je uskutečňována pomocí pohonů s frekvenčními měniči. Každý dílčí pohon stroje, má vlastní měnič, tím je dosažena maximální pružnost procesu. Pohony jsou konstruovány tak, že regulace otáček je v oblasti konstantního točivého momentu. Tento moment je dosažen skalárním řízením. Měníče jsou nejen

významné z hlediska pružnosti celého procesu, ale také z hlediska úspory energie. Při nízkých otáčkách (stroj nepracuje na plný výkon), motor nevykazuje max. výkon, tudíž příkon stroje je také nižší, ale točivý moment je konstantní.

Stroj je opatřen zařízením, které je schopno omotávat výsledný kabel současně dvěma vrstvami pásky, tzv. Páskovací zařízení. První zařízení je umístěno mezi slaňovací hlavou odtahovým zařízením, Druhé zařízení je umístěno za bubnem a odváděcí kladkou. Tudíž počet obalů, kterými je možné kabel doplnit je dva.

Brzděním cívek je dosaženo požadovaného tahu v ovíjených komponentách a posléze žádaného „utažení“ výsledného kabelu. Periodického rozmístění komponent ve vrstvě kabelu je udáváno naváděcími kladkami. Kladky jsou součástí celého karuselu, tudíž i pohyb je shodný.

### **6.3.1 Odměřování délky kabelu**

#### **6.3.1.1 S využitím signálu z frekvenčního měniče**

Jelikož veškeré pohony jsou řízeny frekvenčními měniči, nabízí se možnost použití výstupního analogového signálu přímo z měniče. Tato forma není úplně ideální z hlediska zpracování signálu. Mezi výstupní signál z měniče a výslednou formu zobrazení je potřeba vřadit prvky, které nám tento prvek převedou na žádanou hodnotu. Převést signál do číslíkové formy digitálně analogovým převodníkem a integrovat, pro získání dráhy z rychlosti.

Jako další varianta se nabízí nastavení určitého času pro daný počet otáček, tento způsob je výhodnější v případě vlečné regulace ( řízení ). Tento typ řízení spočívá ve spřažení měničů a nastavování potřebných otáček všech motorů přes jeden měnič, resp. jedním prvkem nastavím všechny ostatní. [ 5 ]

#### **6.3.1.2 S použitím externího snímače**

- **Indukční snímač**

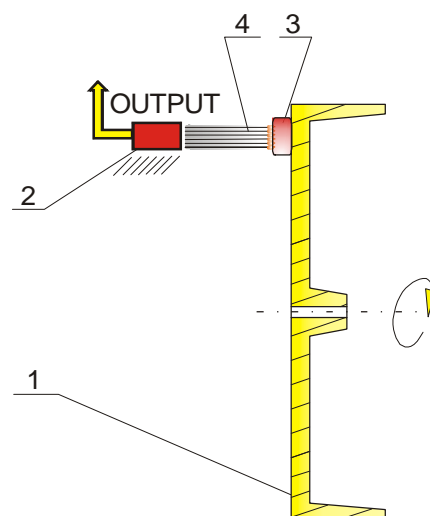
Indukční snímač ( 2 ) viz. obr. 22 ) pracuje bezdotykově a reaguje na přiblížení kovového materiálu . Na kovový odvíjecí buben ( 1 ), je nutné vymezit pracovní bod (

**3** ) ( tzv. aktivní snímací plochu ) Další důležitý parametr snímače je nastavení požadované spínací vzdálenosti ( **4** ) mezi snímačem a pracovním bodem.

Daný snímač musí být napájen, dle jeho provedení je na střídavý či stejnosměrný proud. [ 5 ]

#### Připojení čidla

- jako součást elektromotoru ( rezolver )
- umístění proti odtahovému bubnu viz obr.



Obr 22 Umístění kapacitního snímače

#### Rezolver

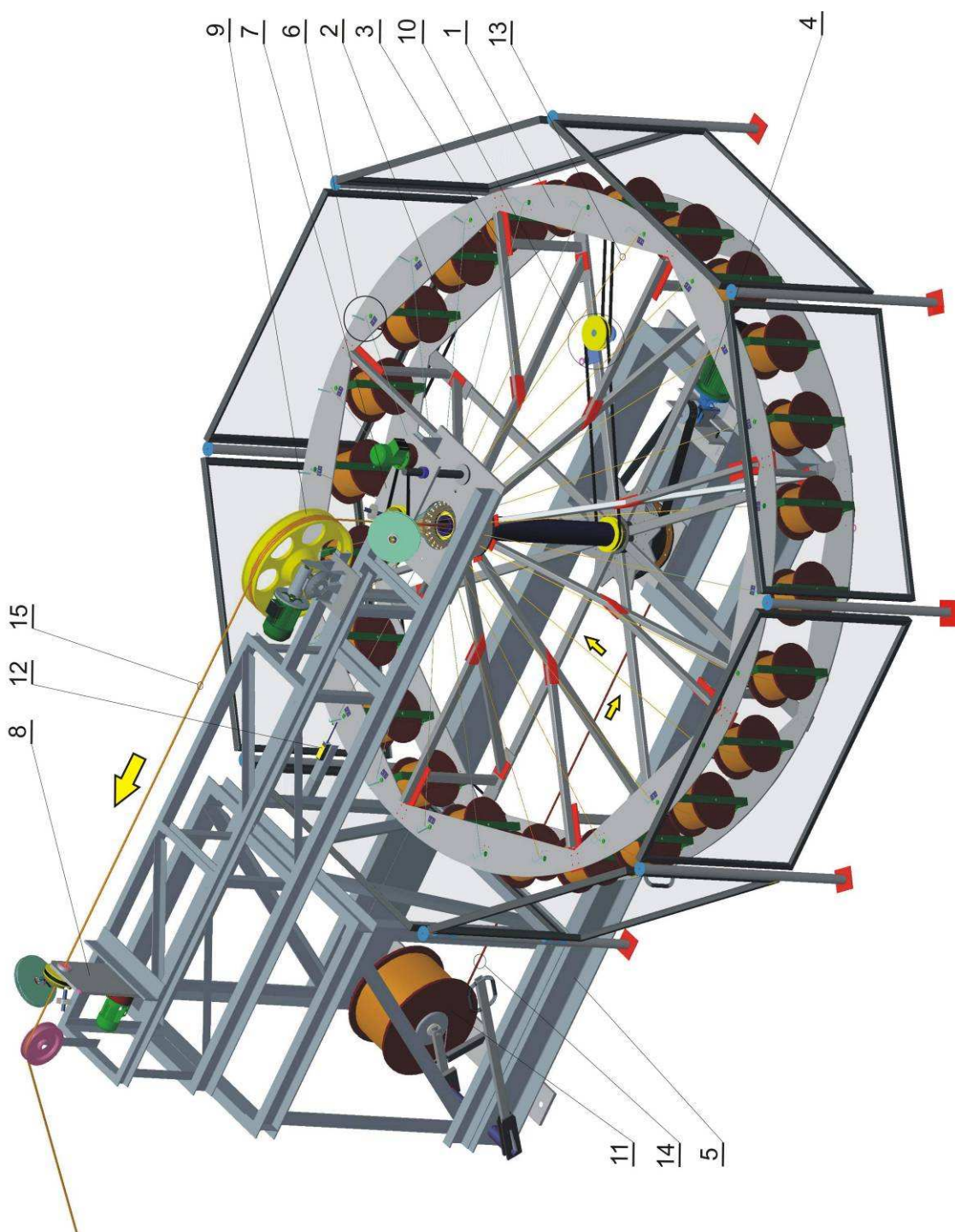
Rezolver je schopen snímat dráhu, rychlost, zrychlení. Pomocí řídicí jednotky, která by dle otáček odtahového bubnu, vyhodnocovala délku odvinutého kabelu. [ 5 ]

#### • Kapacitní snímač

Kapacitní snímač pracuje bezdotykově a reagují na přiblížení, jak kovových (vodivých) objektů, tak nekovových (nevodivých objektů) . Zásady připojení jsou stejné jako u indukčního čidla, viz text výše. Při nastavování spínací vzdálenosti je nutné uvažovat tzv. dielektrickou konstantu materiálu. Konstanta je u vodivých materiálů daleko vyšší než u nevodivých, lze ji nastavit pomocí potenciometrů. Snímače musí být napájeny stejně, jako indukční. [ 5 ]

#### 6.3.1.3 Použití inkrementálního čidla ( IRC )

Rotační snímač polohy a rychlosti, pracující na optickém principu. Čidlo je součástí elektromotoru a je propojené s frekvenčním měničem a ovládacím panelem. Pomocí ovládacího panelu se nastavují pracovní režimy stroje. [ 5 ]



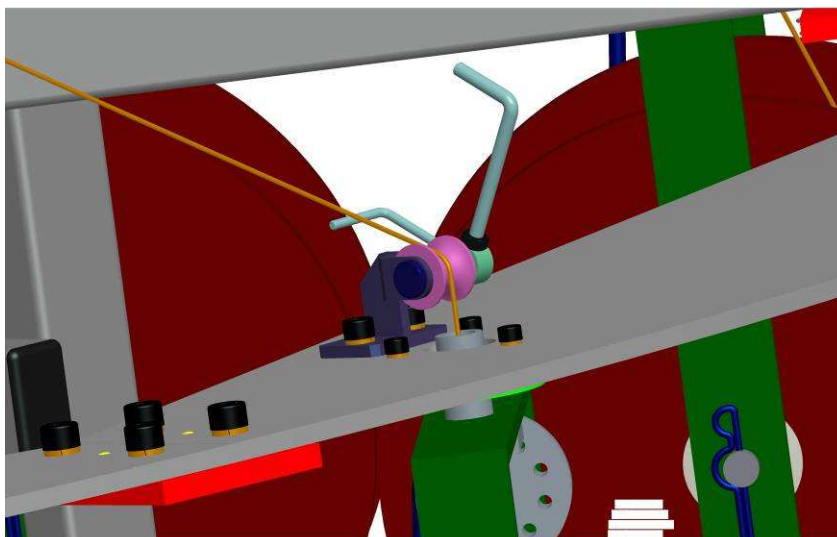
## LEGENDA

- 1 - KARUSEL
- 2 - CÍVKOVÝ RÁM
- 3 - RÁM KARUSELU
- 4 - POHON KARUSELU
- 5 - RÁM
- 6 - HLÍDACÍ ZAŘÍZENÍ
- 7 - SLAŇOVACÍ A PÁSKOVACÍ ZAŘÍZENÍ
- 8 - PÁSKOVACÍ ZAŘÍZENÍ
- 9 - ZAŘÍZENÍ ODTAHU
- 10 - PŘEVOD CÍVEK
- 11 - CÍVKA S JÁDREM
- 12 - SNÍMAČ
- 13 - KOMPONENTA
- 14 - JÁDRO
- 15 - VÝSLEDNÝ KABEL

Obr 23 Konstrukční návrh slaňovacího stroje

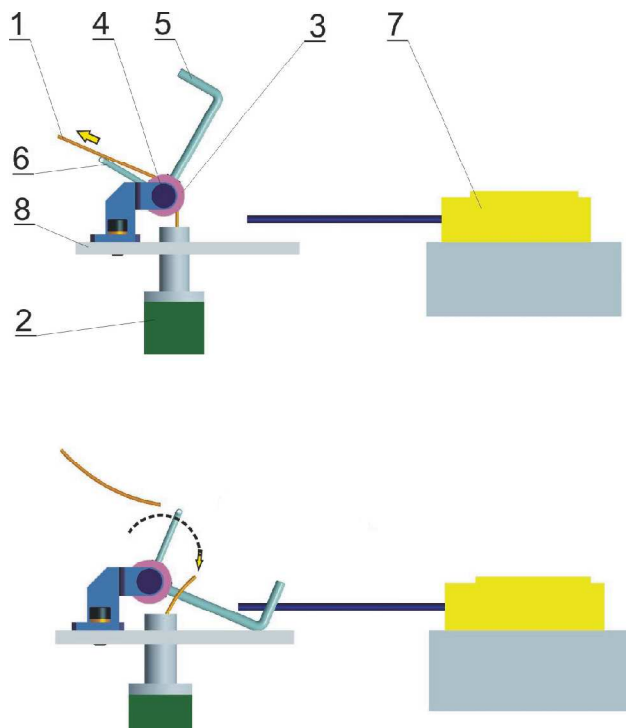
## 6.4 Popis vybraných konstrukčních uzlů stroje

### 6.4.1 Systém kontroly přítomnosti komponenty



Obr 24 Průchod jádra zářezkovým systémem - Poz. 6 v Obr 23

Tento systém je založen na principu který nastiňuje obrázek ( 25 ) Jednotlivé komponenty ( 1 ) kabelu vystupující z cívkového rámu ( 2 ), přecházející přes kladku ( 3 ), která je uložena na stejném čepu ( 4 ), jako zářezka ( 5 ) a vodítko ( 6 ). Po výstupu přes kladku následuje vodítko , které je neustálém kontaktu s vedenou komponentou, kterou mívá ze „spodu“. Při vyprázdnění nebo ve vyjímecných případech přetržení dojde vlivem větší tíhy zářezky k pootočení a zářezka se dostane do aktivní polohy opřením o desku ( 8 ) a při míjení snímače ( 7 ) , ho aktivuje.



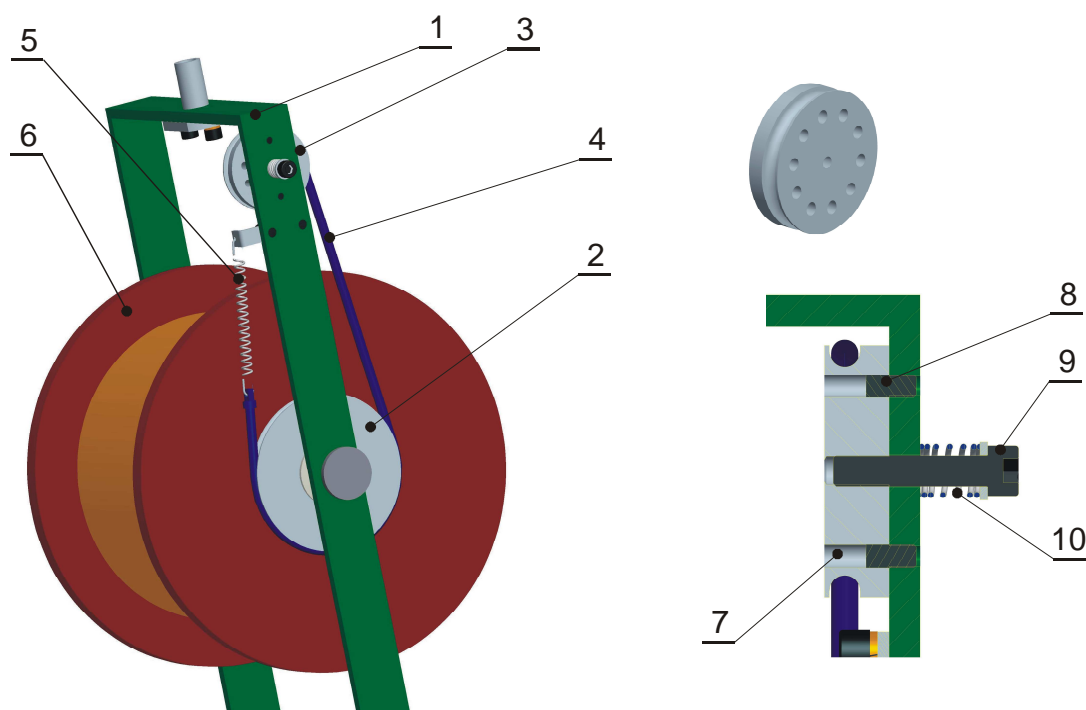
Obr 25 Zářezkový systém

Po aktivaci snímače, je spuštěn doběhový režim stroje. Tento režim je také spuštěn při porušení bezpečnostní zóny, která je vymezena ochranným krytem, opisující karusel stroje.

Jako modernější, ale dražší snímací prvek přítomnosti kabelu, by se dal použít kapacitní, indukční či fotoelektrický snímač.

### 6.4.2 Systém brzd

Pásové brzdy jsou použity na brzdění všech cívek nacházejících se na slaňovacím stroji.



Obr 26 Cívkový rám – obr 23 poz. 2

- |                        |                     |
|------------------------|---------------------|
| 1 - Cívkový rám        | 7 - Otvor v kotouči |
| 2 - Třecí kotouč velký | 8 - Kolík           |
| 3 - Třecí kotouč malý  | 9 - Šroub           |
| 4 - Pás                | 10 - Pružina        |
| 5 - Pružina tažná      |                     |
| 6 - Cívka              |                     |

#### 6.4.2.1 Nastavení brzdného účinku

Nastavení se provádí přestavením malého třecího kotouče ( **3** ) a t který má po obvodu otvory ( **7** ), do kterých zapadají kolíky ( **8** ). Kotouč se přestavuje odtažením od rámu. Po odtažení je možné kotoučem posouvat podél směru osy rotace, ale i otáčet. Daný pohyb umožňuje uložení šroubu ( **9** ) v rámu, které je s vůlí. Kolíky slouží jako fixace kotouče v požadované poloze. Pružina ( **10** ) slouží jako pojistný prvek, který přitlačuje kotouč k rámu.

#### 6.4.3 Brzdy cívek

- *Výhody:* Jednoduchá konstrukce  
Nízké pořizovací náklady  
Nízké provozní náklady  
Spolehlivost
- *Nevýhody:* Nelze regulovat během odvíjení  
Nemožnost nastavení brzdného momentu na všech brzdách  
současně  
Opotřebení

Nejpříjemnější systém brzd pro tuto aplikaci se nabízí systém elektromagnetický. Možnost plynulé regulace tahové síly při celém procesu odvíjení, což dává konstantní „utažení“ komponent ve vrstvě.

#### Elektromagnetická brzda

- *Výhody* Spojitá regulace v celém procesu odvíjení  
Současné nastavení všech brzd najednou  
Bez opotřebení

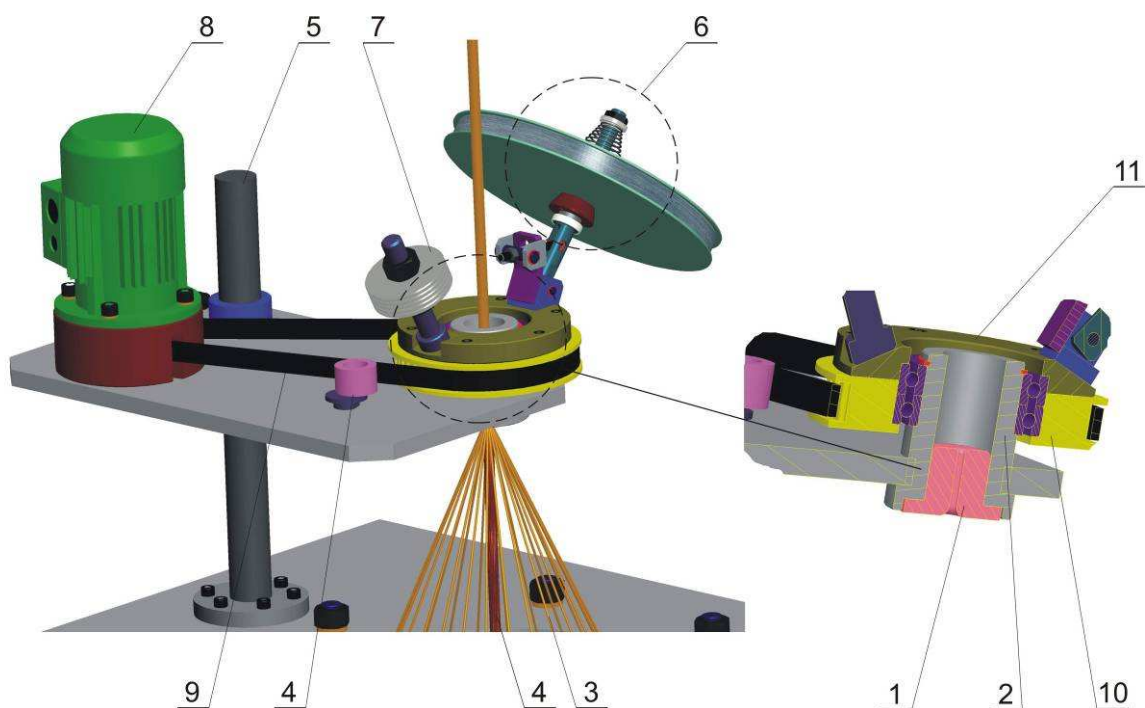


- Nevýhody Vysoké pořizovací náklady ( 25 elektromagnetických brzd)  
Obtížné přivedení napájení a signálu na rotující rám

## 6.4.4 Uložení slaňovací hlavy

### 6.4.4.1 Slaňovací hlava

Slaňovací hlava ( **1** ) uložena nehybně na hřídeli ( **2** ) pomocí šroubů. Průměr otvoru v hlavě je dán rozměry komponentů ( **3** ) a jádra ( **4** ), do hlavy vstupujících. To znamená, že každý typ kabelu má vlastní druh slaňovací hlavy. Dalším parametrem při nastavování parametrů je úhel, pod kterým jednotlivé komponenty vstupují do hlavy. Tento úhel je regulován axiálním posuvem po vodicí tyči ( **5** ). Funkce slaňovací hlavy popsána v kapitole 2. – Analýza vertikálního slaňování

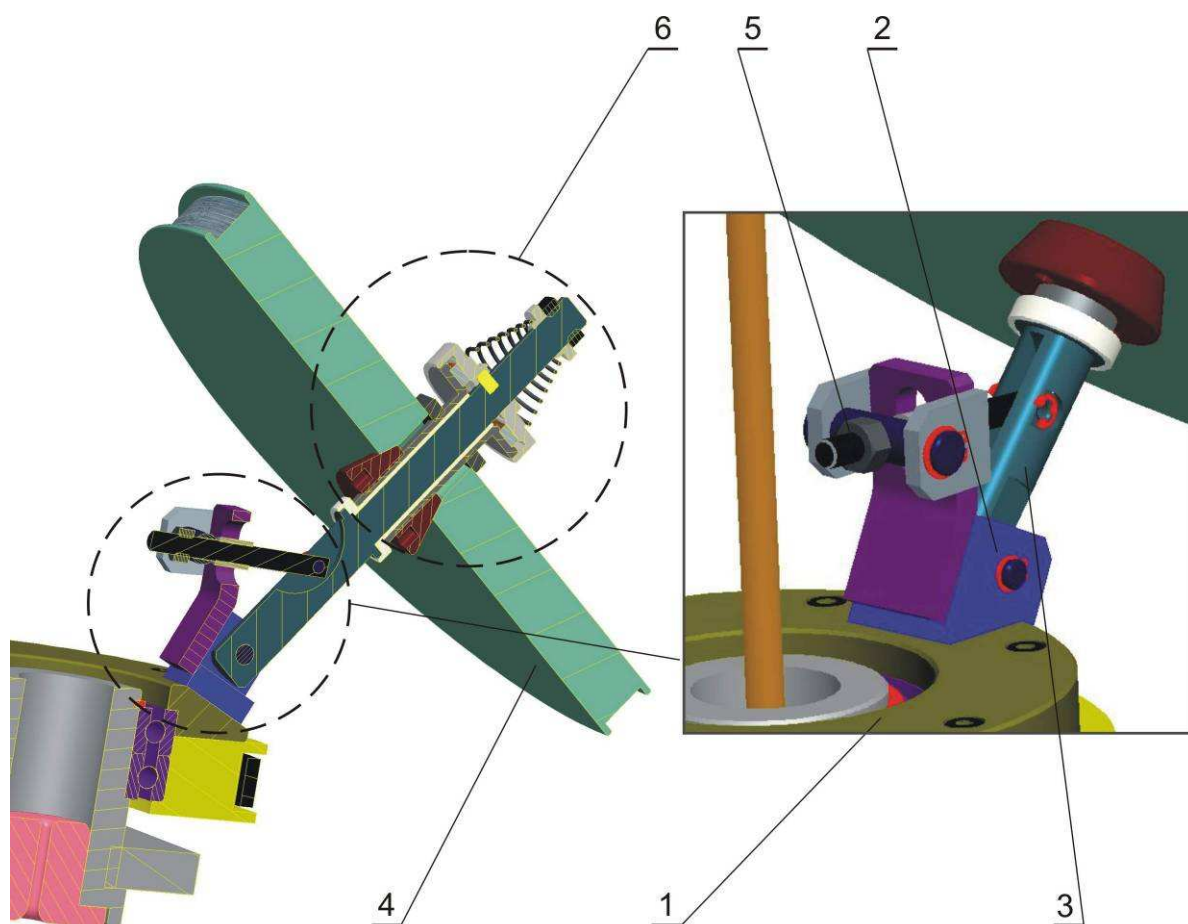


Obr 27 Slaňovací a ovíjecí soustava obr 23 poz. 7

#### 6.4.4.2 Páskovací zařízení

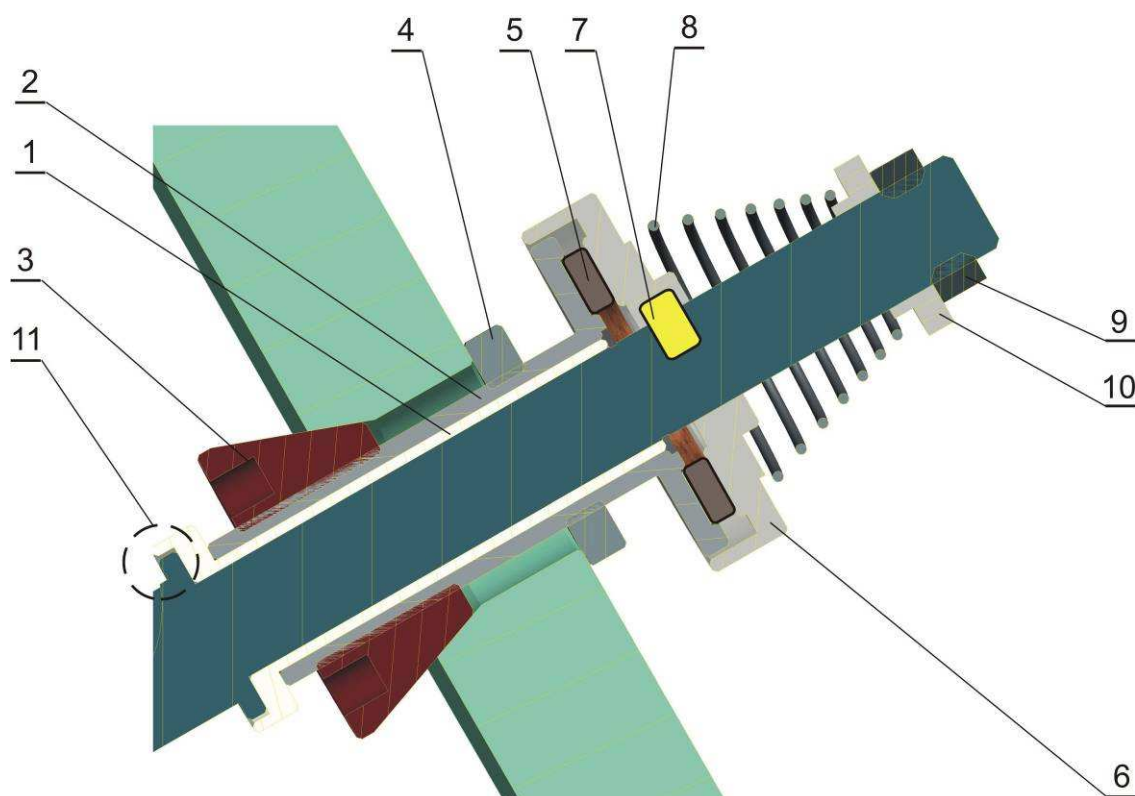
Zařízení ( 6 ) se rotuje na hřídeli, ve které je uložena slaňovací hlava. Základem zařízení je řemenice ( 10 ), která je osazena nosným kotoučem ( 11 ). Pohon řemenice je vyvozen ozubeným řemenem ( 9 ) od elektromotoru ( 8 ).

#### 6.4.4.3 Princip páskovacího zařízení



Obr 28 Nastavení kotouče

Na nosný kotouč obr. ( 28 ) ( 1 ) je připevněna vidlice ( 2 ), která slouží jako otočné uložení, pro hřídel ( 3 ) osazenou cívkou s páskou ( 4 ). Natočení hřídele oproti ose posuvu kabelu, je realizováno kloubově uloženým stavěcím šroubem ( 5 ).



Obr 29 Řez uložením cívky s páskou, Poz. 6 – obr.:(předchozí str.)

Uložení cívky s páskou je na radiálně-axiálním ložisku obr. ( 29 ), přes trubku ( 2 ), ve které je ložisko nalícované. Trubka má na vnějším plášti závit. Na trubce jsou dvě posuvné příruby ( 3, 4 ), mezi kterými je usazena cívka, příruby osově nastavují polohu cívky. Příruba ( 3 ) má kuželovou stykovou plošku s cívkou, za účelem vystředění a stabilnějšího svěru. Příruba ( 4 ) je válcová, sloužící jako utahovací prvek.

Regulace osového pohybu a úhlu je nezbytná z hlediska připojení různých druhů cívek.

#### 6.4.4.4 Brzdění kotouče

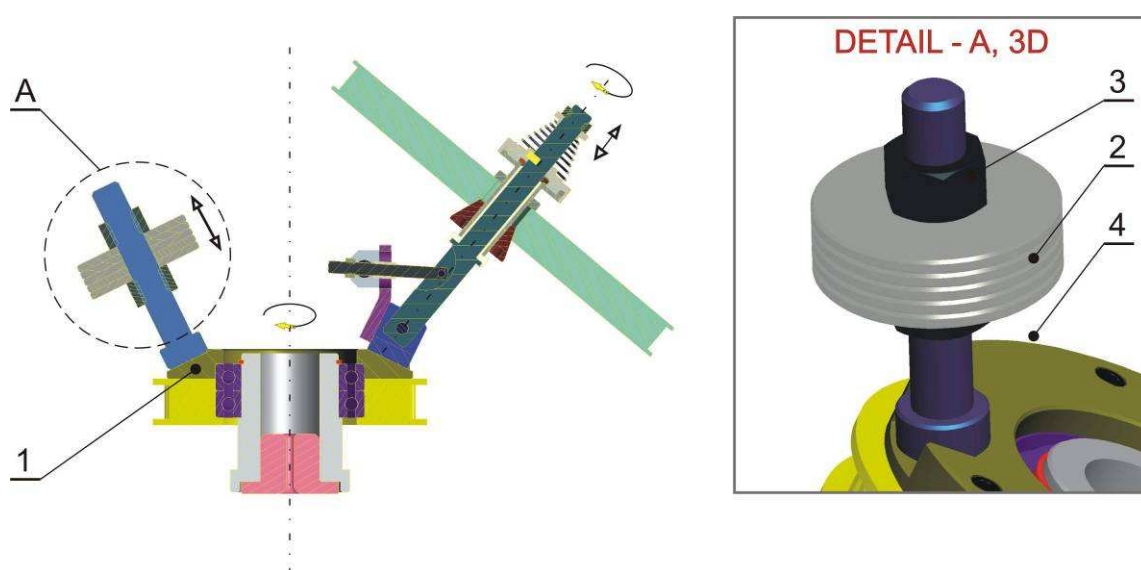
Brzdění je nezbytné, z hlediska možnosti regulace tahu v pásce a správné plynulosti odvíjení.

Nastavení je realizováno integrovanou brzdou obr 29. Činnost brzdy funguje na základě zvyšování normálové síly mezi třecím kotoučem ( 5 ), který je přilepen na čelo trubky ( 2 ) a třecí plochou příruby ( 6 ). Příruba se pohybuje pouze osově, působením pružiny. Rotace je zamezena kolíkem ( 7 ).

Pružina ( 8 ), je stlačována maticí ( 9 ) a podložkou ( 10 ) a tím je zvyšována normálová síla. Soustava má dvě třecí plochy sloužící k brzdnému účinku. Plocha mezi třecím kotoučkem a přitlačnou přírubou, dále plocha axiálního styku ploch čela radiálně-axiálního ložiska a osazení hřídele ( 11 ).

Progresivní závislost pružiny je volena proto, aby regulace přítlaku byla co nejjemnější. Podobný druh zvyšování normálové síly se používá u talířkových brzdíček.

#### 6.4.4.5 Vyvážení soustavy



Obr 30 Řez soustavou slaňovací hlavy

Na obrázku je znázorněno vyvážení soustavy. K nosnému kotouči ( 1 ) je připojen prvek ( A ), který zajišťuje vyvážení soustavy. Konstrukce prvku je koncipovaná tak, že regulace vyvážení se odvíjí od polohy kotoučků ( 2 ), sloužících jako protizávaží. Při změně typu cívky s páskou, se změní rozložení hmoty v prostoru vzhledem k ose rotace, tudíž v návaznosti se změní i poloha protizávaží.

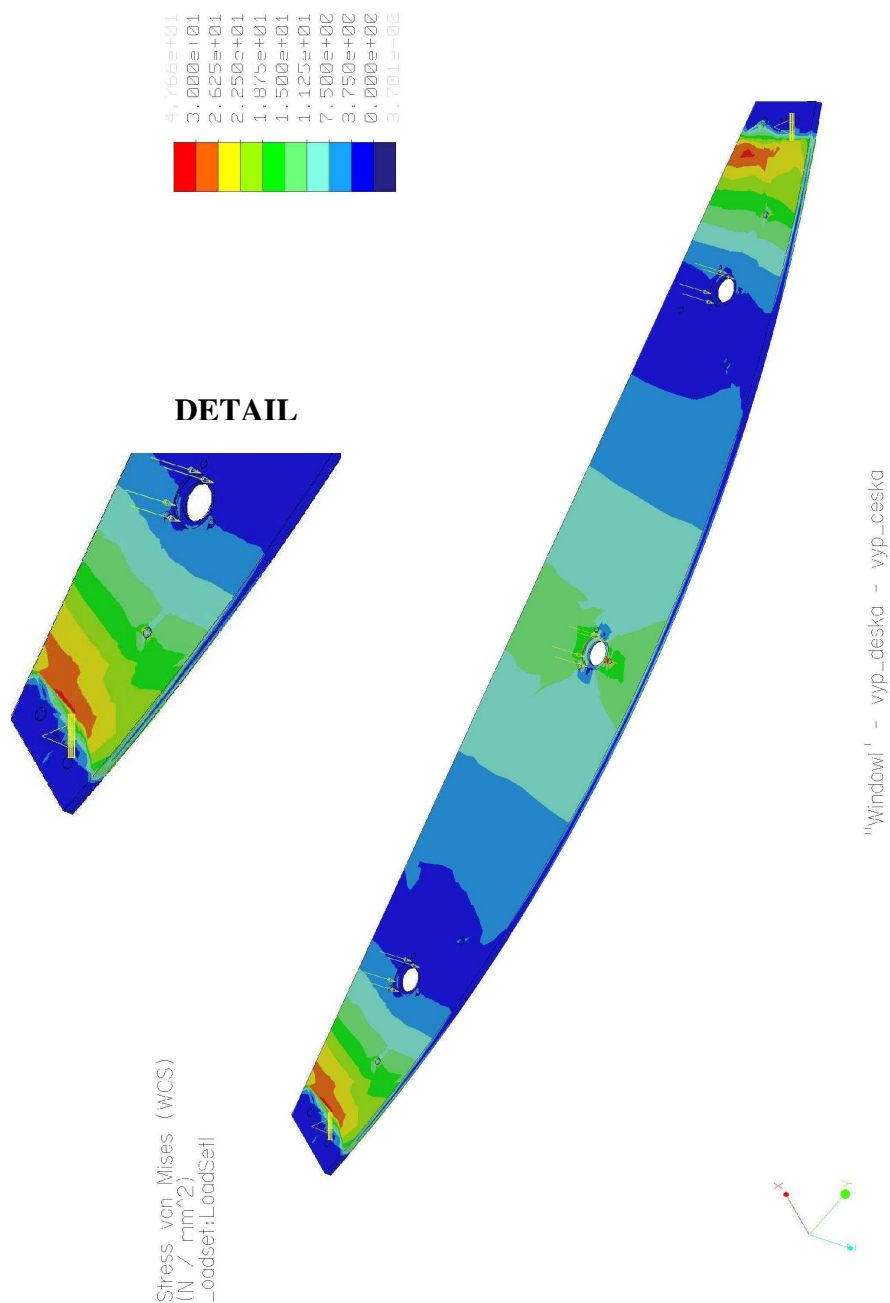
Poloha, počet a typ kotoučků se dá nastavovat pomocí matic ( 3 ), které jsou společně s kotoučky na jedné hřídeli ( 4 )

Rozložení hmoty je v průběhu odvíjení proměnné, nastavení kotoučů vyjadřuje kompromis který zajistí lepší chování soustavy v činnosti.

## 7. Pevnostní kontrola vybraných částí stroje

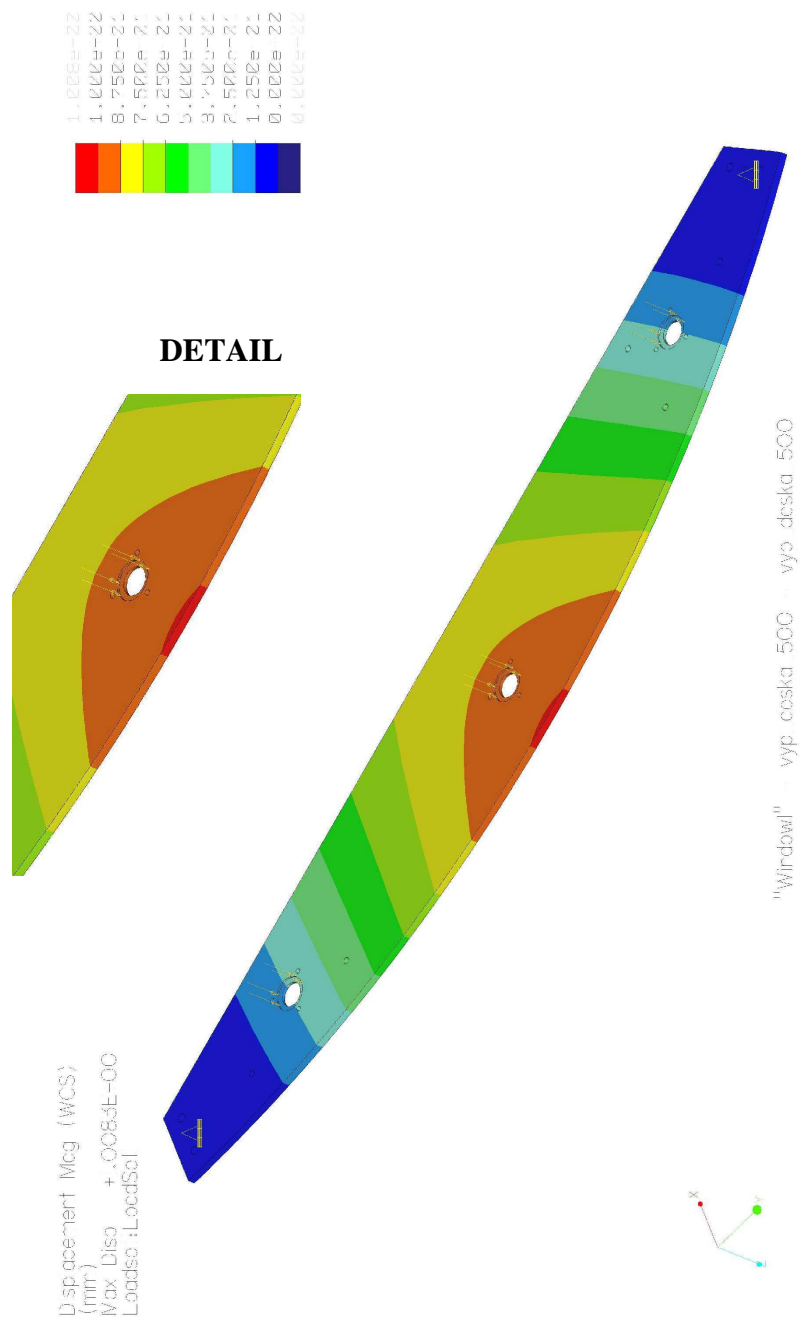
### 7.1 Kontrola desky

#### 7.1.1 Rozložení napětí v desce dle pevnostní hypotézy HMH



Obr 31 Rozložení napětí v desce

## 7.1.2 Maximální posunutí na desce



Obr 32 Maximální posunutí na desce

## 7.2 Kontrola rámu

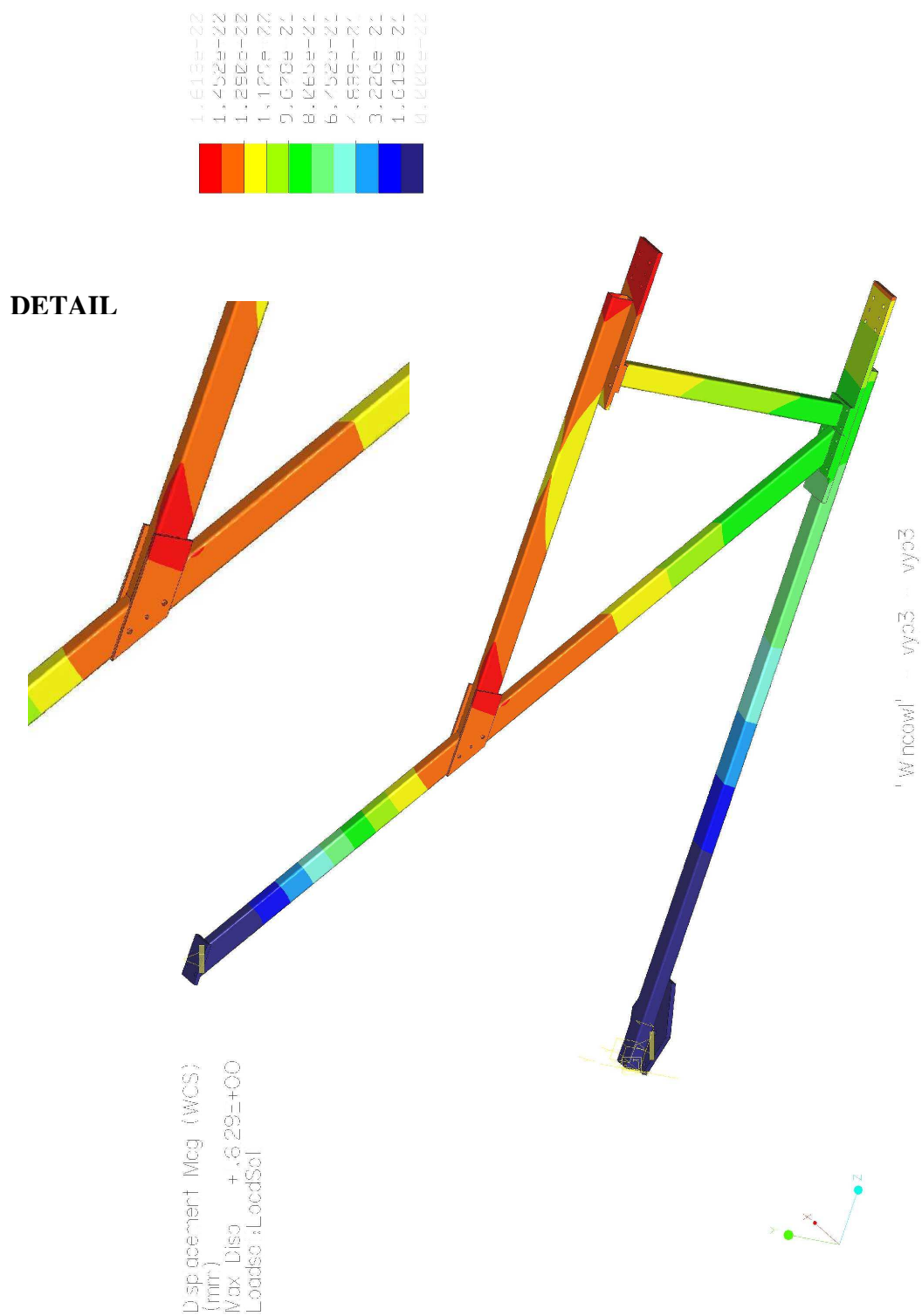
### 7.2.1 Rozložení napětí v rámu dle pevnostní hypotézy HMM



Obr 33 Rozložení napětí v rámu



## 7.2.2 Maximální posunutí na rámu

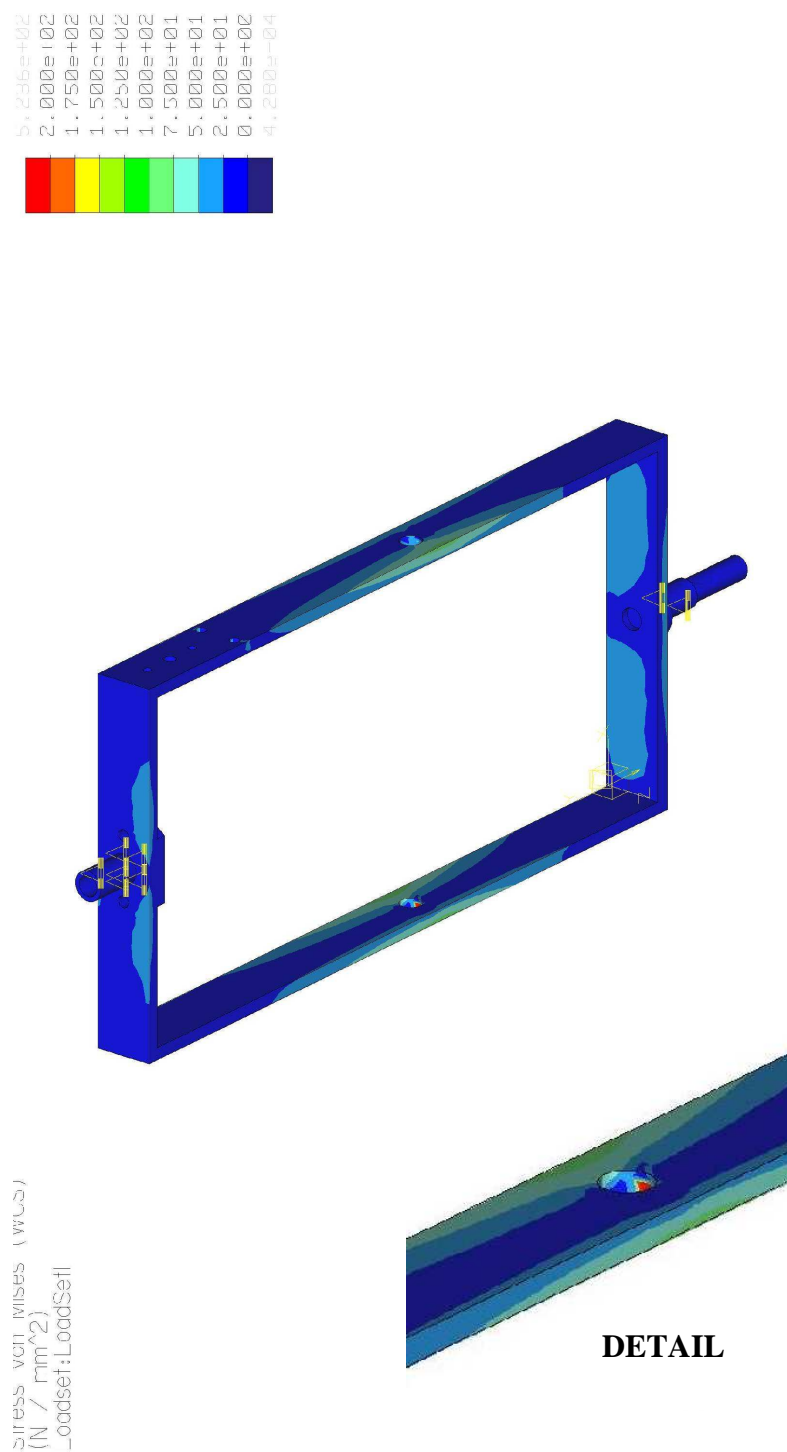


Obr 34 Maximální posunutí na rámu



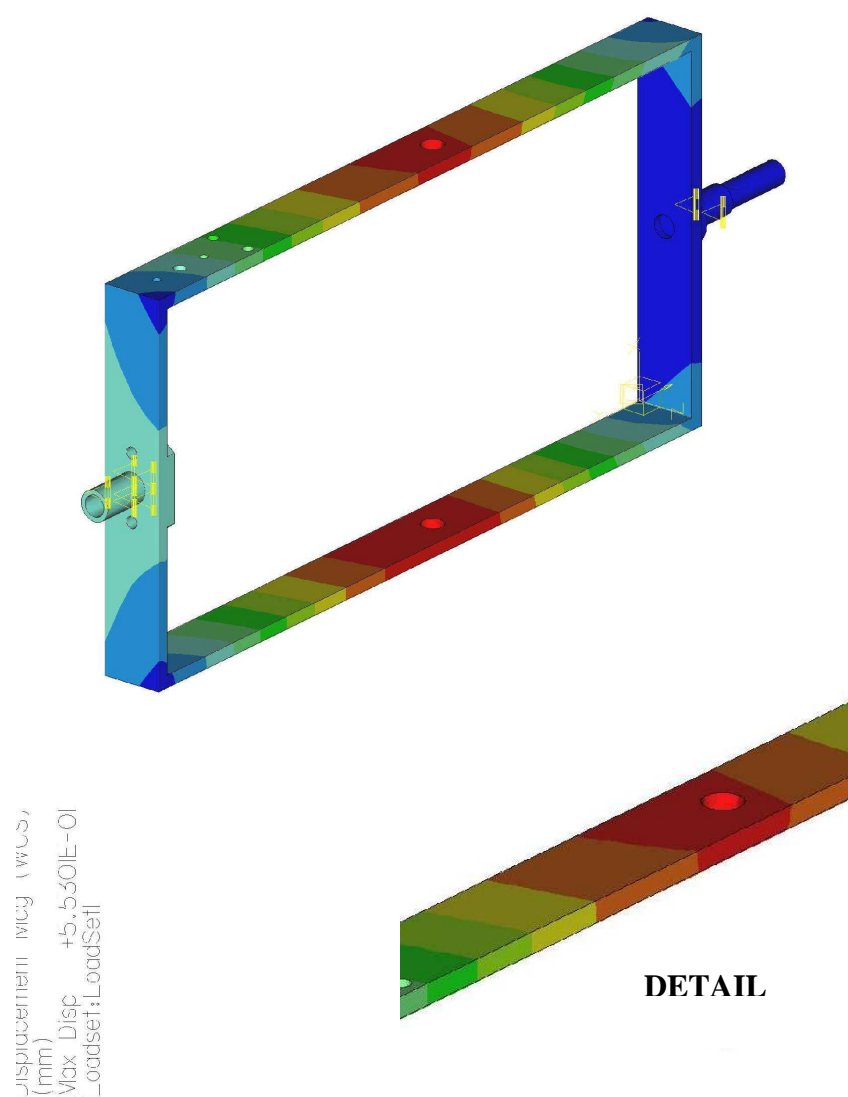
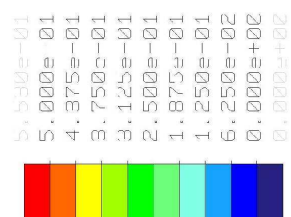
## 7.3 Kontrola cívkového rámu

### 7.3.1 Rozložení napětí v cívkovém rámu dle pevnostní hypotézy HMH



Obr 35 Rozložení napětí v cívkovém rámu

### 7.3.2 Maximální posunutí cívkového rámu



Obr 36 Maximální posunutí na cívkovém rámu

## 8. Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu stroje, který bude slaňovat (stáčet, zkrucovat) různé druhy speciálních kabelů na zakázku v malém množství pro armádu, letecký a automobilový průmysl. Celkový počet komponent může být až 24 v jedné vrstvě kabelu. Tento návrh byl konstruován jako jednoúčelový stroj. Předpokládaný objem výroby slaňovacího stroje, je jeden kus.

Inspirace pro konstrukci stroje, byl slaňovací stroj firmy Tekaben. Na základě analýzy vertikálního slaňování kabelu kolem jádra kapitola ( 4 ), byl vytvořen koncepční návrh slaňovacího stroje. Tato koncepce je předchůdce konstrukčního řešení , které je popsáno v kapitole ( 6 ).

Při celkovém návrhu stroje se hledělo nejen na striktní dodržení požadovaných parametrů, ale také na jeho mnohostranné využití, aby škála druhů slaňovaných materiálů byla co největší. Další funkcí stroje je možnost omotávání výsledného kabelu dvěma vrstvami pásy v libovolném smyslu stoupání a s libovolným přesahem.

Stroj obsahuje čtyři řízené pohony, dva pohony s převodovkou a dva bez převodovky. Pohon karuselu se skládá z pravoúhlé kuželočelní převodovky a čtyř pólového asynchronního motoru 2,2 kW. Pohon odtahového bubnu je složen ze šnekové převodovky a čtyř pólového asynchronního motoru 0,55 kW. Další pohony se týkají páskovacích zařízení, kde každé z nich má vlastní pohon. Řízení pohonů je realizováno frekvenčními měniči, tzv. vlečnou regulací - jedním měničem nastavím ostatní měniče. Elektromotory jsou vybaveny inkrementálními čidly ( IRC ) a tato čidla jsou propojena s frekvenčními měniči.

Nastavování pracovních režimů stroje probíhá pomocí ovládacího panelu, který je propojen s čidly stroje. Jednoduché naprogramování ovládacího panelu odpovídá otáčkovým relacím stroje. Každý z pohonu pracuje v jiných relacích a pomocí programu jsou pohony propojeny a nastaveny na požadované změny parametrů.

Rám stroje se skládá ze tří kusů, které jsou vzájemně spojeny šrouby. Toto řešení je použito z důvodů lepší přepravy a manipulovatelnosti a jednoduché montáže stroje.

Karusel stroje je opatřen krytem, který má jedny přístupové dveře pro vkládání cívek s komponentou. Dveře jsou opatřené snímačem zavření, který slouží jako bezpečnostní pojistka. Při otevřených dveřích nelze stroj spustit.

Z hlediska co nejmenších prostorových nároků, je cívka s jádrem uložena otočně uvnitř stroje. Její uložení je opatřeno pákou, pomocí které je cívku možné vyjmout ze stroje.

Významným požadavkem zákazníka byla maximální výška stroje 3,5 m, tento požadavek se mi podařilo splnit s rezervou 0,3 m.

Hlídací systém stroje spočívá v čidlech, které snímají přítomnost komponent (Obr.23, poz. 13) a zavření dveří ochranného krytu. Přetrhovost komponent prakticky nenastává, systém slouží spíše k indikaci vyprázdnění cívky.

Brzdové systémy stroje slouží k nastavení požadovaného tahu v komponentách, který se možné nastavit podle druhu a průměru komponenty. Tah v komponentě určuje výsledné „utažení“ kabelu. Každá cívka stroje je osazena pásovou brzdou, která nastavuje tahovou silou v řemenu. Jako akční prvek brzdy je použita tažná pružina.

Navádění jádra (Obr. 23, poz. 14), je podmíněno vstupem obsluhy do vnitřní části stroje, spuštěním naváděcího provazu dutou hřídelí ke spodní naváděcí kladce. V tomto místě je nutno navázat jádro s provazem a vytáhnout jej směrem k odtahovému bubnu.

Na závěr byla provedena pevnostní kontrola vybraných dílů a částečná výkresová dokumentace.

## **Seznam použité literatury**

- [ 1 ] Prospekty italské firmy CORTINOVIS – překlad z anglického jazyka
- [ 2 ] Prospekty firmy NKT cables, Kladno 2007
- [ 3 ] Soubor přednášek elektrotechnika TU Liberec 2004
- [ 4 ] Stehlík J, Dopravní a manipulační systémy TU Liberec 2005
- [ 5 ] Soubor přednášek, Měření na výrobních strojích TU Liberec 2008

## **Seznam příloh**

- [1] Sestava - SL1/ 0.1, Kusovník - SL1/ 0.1 k
- [2] Karusel - SL1/ 2.2, Kusovník - SL1/ 2.2 k
- [3] Nosná část - SL1/ 2.1.2, Kusovník - SL1/ 2.1.2 k
- [4] Spodní deska - SL1/ 2.3.3, Kusovník - SL1/ 2.3.3 k
- [5] Deska horní - SL1/ 2.4.3, Kusovník - SL1/ 2.4.3 k
- [6] Rám cívky s komponentou - SL1/ 2.6.2, Kusovník - SL1/ 2.6.2 k
- [7] Větec - SL1/ 2.1.9.3, Kusovník - SL1/ 2.1.9.3 k